

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra aplikované mechaniky

## **Návrh a pevnostní kontrola pedálů vozu Formula Student**

Design and Strength Analysis of Formula Student Car Pedals

Student:

Martin Mánek

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Martin Fusek Ph.D.

Ostrava 2020

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra aplikované mechaniky

## Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Mánek**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 3901R003 Aplikovaná mechanika  
Téma: **Návrh a pevnostní kontrola pedálů vozu Formula Student**  
**Design and Strength Analysis of Formula Student Car Pedals**  
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V bakalářské práci proveďte návrh a pevnostní kontrolu brzdového a plynového pedálu vozu Formula Student. Dále zkontrolujte uchycení pedálů k rámu vozidla a případně navrhnete úpravy.

Osnova:

1. Úvod do problematiky.
2. Popis nynějšího uspořádání pedálů.
3. Návrh nového uspořádání pedálů.
4. Pevnostní kontrola a optimalizace pedálů.
5. Pevnostní kontrola a optimalizace uchycení pedálů k rámu.
6. Vyhodnocení a volba optimálního řešení.
7. Závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

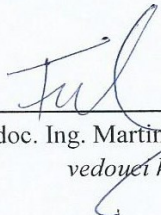
- [1] Němec, J., Dvořák, J., Höschl, C.: Pružnost a pevnost ve strojírenství, Technický průvodce 69, SNTL, Brno, 1989
- [2] Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L.: The Finite Element Method (Volume 1), Butterworth-Heinemann, Oxford 2000, ISBN 0-7506-5049-4
- [3] Vlk, F.: Automobilová technická příručka. 1. vyd. Brno: F. Vlk, 2003, xi, 791 s. ISBN 80-238-9681-4.
- [4] Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: F. Vlk, 2003, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Martin Fusek, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020

  
doc. Ing. Martin Fusek, Ph.D.  
vedoucí katedry



  
prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. května 2020



.....

Podpis studenta

**Prohlašuji, že:**

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že-podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů-že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020



.....  
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Martin Mánek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Kladeruby 26, 756 43

**Poděkování**

Děkuji svému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Martinu Fuskovi Ph.D. za cenné rady a připomínky při vypracování této práce. Dále děkuji své rodině za podporu a trpělivost během celého studia vysoké školy.

## **Anotace**

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem a pevnostní kontrolou pedálové skupiny vozu Formula Student. V práci jsou popsány možné konstrukční varianty pedálových skupin. Návrhová část je rozdělena na pevnostní kontrolu předchozí verze pedálové skupiny, kde jsou odhaleny nesprávně dimenzované součásti a konstrukční návrh a pevnostní kontrolu nové verze pedálové skupiny spolu s uchycením k rámu vozidla. V závěru je uvedeno porovnání obou variant.

## **Klíčová slova**

Formula Student, pedálová skupina, plynový pedál, brzdový pedál, pevnostní kontrola, uložení pedálů.

## **Annotation**

This bachelor thesis is dealing with design and strength analyses of pedal box for Formula Student car. There are described possible variants of pedal boxes. The design part is divided into strength analyse of previous version of pedal box, where are detected inaccurately designed parts and structural design and strength analyse of new pedal box. In conclusion are compared both variants of pedal box.

## **Keywords**

Formula student, pedal box, brake pedal, accelerator pedal, strength analyse, pedals attachment.

# 1 Obsah

Seznam použitých značek a zkratek .....	9
1. Úvod.....	12
1.1 Soutěž Formula Student.....	12
1.1.1 Statické disciplíny .....	12
1.1.2 Dynamické disciplíny .....	12
1.2 Pedály vozu Formula Student .....	13
1.2.1 Pravidla pro brzdovou soustavu .....	13
1.2.2 Pravidla pro plynový pedál.....	13
1.2.3 Pravidla pro umístění pedálů .....	14
1.3 Způsoby uložení pedálů ve vozidlech.....	14
1.3.1 Závěsné pedály .....	14
1.3.2 Pedály uchycené k podlaze.....	15
2 Popis nynějšího uspořádání pedálů .....	16
2.1 Základní části .....	16
2.2 Nedostatky a problémy předchozích verzí.....	17
2.3 Analýza pedálů Vectoru 05.....	18
2.3.1 Určení provozního zatížení brzdového pedálu .....	18
2.3.2 Použité materiály .....	26
2.3.3 Analýza brzdového pedálu vozu Vector 04.....	26
2.3.4 Analýza brzdového pedálu vozu Vector 05.....	28
2.3.5 Analýza domku brzdového pedálu .....	29
2.3.6 Analýza balance baru .....	30
2.3.7 Analýza čepu brzdových válců.....	32
2.3.8 Analýza plynového pedálu .....	35
2.3.9 Vyhodnocení pedálů vozu Vector 05 .....	37
2.3.10 Cíle pro návrh nové pedálové skupiny .....	37
3 Návrh nových pedálů pro vůz Vector 06 .....	38
3.1 Použité materiály .....	38
3.2 Nový návrh brzdového pedálu.....	38
3.3 Nový návrh domku brzdového pedálu.....	41

3.4	Nový návrh čepu brzdových válců .....	43
3.5	Návrh nového plynového pedálu .....	48
3.6	Nový návrh domku plynového pedálu.....	50
3.7	Návrh tyčí pro vedení plynového lanka.....	51
4	Pevnostní kontrola a optimalizace uchycení pedálů k rámu .....	53
4.1	Kontrola varianty uchycení pedálů z vozu Vector 05.....	53
4.2	Nový konstrukční návrh uchycení pedálů .....	55
5	Porovnání variant pedálové skupiny .....	58
6	Závěr .....	60
7	Seznam použité literatury.....	61



## Seznam použitých značek a zkratek

Značka	Veličina	Jednotka
$m_v$	Hmotnost vozu s pilotem	kg
$g$	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
$\mu_p$	Třecí koeficient mezi pneumatikou a vozovkou	-
$\mu_b$	Třecí koeficient mezi brzdovým obložením a kotoučem	-
$i_T$	Počet třecích ploch na brzdovém kotouči	-
$G$	Tíhová síla vozu s pilotem	N
$B_{FW}$	Brzdná síla předních kol	N
$B_{RW}$	Brzdná síla zadních kol	N
$N_{FW}$	Normálová reakce pod předními koly při brzdění	N
$N_{RW}$	Normálová reakce pod zadními koly při brzdění	N
$D_a$	d'Alambertova síla pro brzdění	N
$H_{COG}$	Výška těžiště vozu	mm
$L_w$	Rozvor náprav vozu	mm
$L_1$	Vzdálenost přední nápravy od těžiště	mm
COG	Těžiště vozidla s pilotem	-
$a_b$	Zpomalení při brzdění	$m \cdot s^{-2}$
$D_w$	Průměr kola	mm
$D_{oF}$	Vnější průměr předního brzdového kotouče	mm
$D_{mF}$	Střední průměr předního brzdového kotouče	mm
$D_{iF}$	Vnitřní průměr předního brzdového kotouče	mm
$T_{BF}$	Brzdná síla na předním kotouči	N
$F_{NF}$	Normálová síla působící na přední brzdový kotouč	N
$D_{oR}$	Vnější průměr zadního brzdového kotouče	mm
$D_{mR}$	Střední průměr zadního brzdového kotouče	mm
$D_{iR}$	Vnitřní průměr zadního brzdového kotouče	mm
$T_{BR}$	Brzdná síla na zadním kotouči	N
$F_{NR}$	Normálová síla působící na zadní brzdový kotouč	N
$S_F$	Plocha předního brzdového pístku	$mm^2$
$D_{pF}$	Průměr předního brzdového pístku	mm
$p_F$	Tlak kapaliny v předním brzdovém okruhu	MPa
$S_R$	Plocha zadního brzdového pístku	$mm^2$
$D_{pR}$	Průměr zadního brzdového pístku	mm
$p_R$	Tlak kapaliny v zadním brzdovém okruhu	MPa
$F_F$	Ovládací síla na přední brzdový válec	N
$S_{FC}$	Plocha předního brzdového válce	$mm^2$
$D_{FC}$	Průměr předního brzdového válce	mm

$F_R$	Ovládací síla na zadní brzdový válec	N
$S_{RC}$	Plocha zadního brzdového válce	mm <sup>2</sup>
$D_{RC}$	Průměr zadního brzdového válce	mm
$F_C$	Ovládací síla na brzdový pedál	N
$F_A$	Součet ovládacích sil na brzdové válce	N
$F_{AX}$	Průmět síly $F_A$ do vodorovného směru	N
$L_{B1}$	Vzdálenost ovládací síly na brzdový pedál od čepu brzdy	mm
$L_{B2}$	Vzdálenost čepu brzdových válců a čepu brzdy	mm
$Re_{11423}$	Mez kluzu oceli 11 423	MPa
$Re_{15230}$	Mez kluzu oceli 15 230.7	MPa
$Re_{15142}$	Mez kluzu oceli 15 142.7	MPa
$Re_{7075}$	Mez kluzu slitiny EN AW 7075	MPa
$Rm_{15230}$	Mez pevnosti oceli 15 230.7	MPa
$Rm_{15142}$	Mez pevnosti oceli 15 142.7	MPa
$E_{15230}$	Modul pružnosti oceli 15 230.7	GPa
$E_{t15230}$	Tečný modul pružnosti oceli 15 230.7	MPa
$E_{15142}$	Modul pružnosti oceli 15 142.7	GPa
$E_{t15142}$	Tečný modul pružnosti oceli 15 142.7	MPa
$\varepsilon_{15230}$	Poměrné prodloužení na mez kluzu materiálu 15 230.7	-
$\varepsilon_{15142}$	Poměrné prodloužení na mez kluzu materiálu 15 142.7	-
$H_{15230}$	Hardening slope oceli 15 230.7	MPa
$H_{15142}$	Hardening slope oceli 15 142.7	MPa
$\sigma_{redBP4}$	Redukované napětí v brzdovém pedálu vozu Vector 04	MPa
$\sigma_{redBP6}$	Redukované napětí v novém návrhu brzdového pedálu	MPa
$\sigma_{redBD5}$	Redukované napětí v brzdovém domku vozu Vector 05	MPa
$\sigma_{redBD6}$	Redukované napětí v novém návrhu brzdového domku	MPa
$\sigma_{redBB5}$	Redukované napětí v balance baru vozu Vector 05	MPa
$\sigma_{redPP5}$	Redukované napětí v plynovém pedálu vozu Vector 05	MPa
$\sigma_{redPP6}$	Redukované napětí v novém návrhu plynového pedálu	MPa
$\sigma_{redPD6}$	Redukované napětí v novém návrhu plynového domku	MPa
$\sigma_{redUP6}$	Redukované napětí v novém návrhu uchycení pedálů	MPa
$N$	Počet cyklů do porušení součásti	-
$N_{max}$	Počet cyklů do porušení čepu brzdových válců při maximálním zatížení	-
$N_{1,5}$	Počet cyklů do porušení čepu brzdových válců při zvýšeném provozním zatížení	-
$\sigma_{amax}$	Napětí v čepu brzdových válců při maximálním zatížení	MPa
$\sigma_{a1,5}$	Napětí v čepu brzdových válců při provozním zatížení	MPa
$b$	Únavový exponent	-
$\sigma_c$	Koeficient únavové pevnosti	MPa

F	Ovládací síla na plynový pedál	N
p <sub>5</sub>	Zatěžovací tlak na plynový pedál vozu Vector 05	MPa
p <sub>6</sub>	Zatěžovací tlak na nový návrh plynového pedálu	MPa
S <sub>5</sub>	Plocha, na kterou dosedá nášlap plynového pedálu vozu Vector 05	mm <sup>2</sup>
S <sub>6</sub>	Plocha, na kterou dosedá nášlap nového návrhu plynového pedálu	mm <sup>2</sup>
$\alpha$	Úhel mezi brzdovými válci a pedálem	°
k <sub>BP4</sub>	Bezpečnost brzdového pedálu vozu Vector 04	-
k <sub>BP6</sub>	Bezpečnost nového návrhu brzdového pedálu	-
k <sub>BD5</sub>	Bezpečnost brzdového domku vozu Vector 05	-
k <sub>BD6</sub>	Bezpečnost nového návrhu brzdového domku	-
k <sub>BB5</sub>	Bezpečnost balance baru vozu Vector 05	-
k <sub>PP5</sub>	Bezpečnost plynového pedálu vozu Vector 05	-
k <sub>PP6</sub>	Bezpečnost nového návrhu plynového pedálu	-
k <sub>PD6</sub>	Bezpečnost nového návrhu plynového domku	-
k <sub>UP6</sub>	Bezpečnost nového návrhu uchycení pedálů	-

# 1. Úvod

## 1.1 Soutěž Formula Student

Formula Student je mezinárodní studentská soutěž, kterou poprvé uspořádala společnost Society of Automotive Engineers (SAE) v roce 1979. Cílem soutěže je poskytnout studentům možnost rozvíjet se při stavbě malého monopostu a otestovat tak jejich teoretické znalosti v praktickém směru. Studenti mají možnost se rozvíjet v konstrukci, řízení projektu a týmové práci. Výsledky své práce pak porovnávají s dalšími studentskými týmy během závodů. Závody jsou rozděleny na 2 hlavní části, první částí jsou statické disciplíny a druhou jsou dynamické disciplíny. V průběhu závodu získává tým body z jednotlivých disciplín. Tým s nejvyšším počtem bodů vyhrává. [1]

### 1.1.1 Statické disciplíny

- Business plan – Presentace modelu firmy, která vytváří zisk a má za úkol nalákat potenciální investory.
  - Cost and Manufacturing event – Tým musí obhájit cenu jednotlivých dílů monopostu a použité výrobní operace s ohledem na prototypovou a malosériovou výrobu.
  - Engineering design event – Tým musí obhájit konstrukční návrhy celého monopostu.
- [2]

### 1.1.2 Dynamické disciplíny

- Akcelarace – Hodnotí se čas, potřebný k ujetí 75 metrů s pevným startem.
- Skid pad – Hodnotí se ovladatelnost vozu na trati ve tvaru osmičky.
- Autocross – Kvalifikační závod, ve kterém se měří čas kola na trati o maximální délce 1 km.
- Endurance – Vytrvalostní závod na 22 km, při kterém se v půlce střídají piloti. Součástí je i měření spotřeby paliva. [2]



*Obr. 1 Vůz Vector 05 [3]*

## 1.2 Pedály vozu Formula Student

### 1.2.1 Pravidla pro brzdovou soustavu

Jelikož je brzdová soustava nezbytná pro bezpečnost vozidla, v pravidlech jsou popsány veškeré požadavky. Zde jsou pouze ty, které se týkají konstrukce pedálu a uchycení.

- Vozidlo musí být vybaveno brzdovým systémem působícím na všechna 4 kola, který je ovládán jedním pedálem.
- Brzdový systém musí tvořit 2 nezávislé okruhy, aby při poruše jednoho stále efektivně brzdila 2 kola. Každý brzdový okruh musí mít vlastní nádržku na brzdovou kapalinu.
- Při pohledu z boku nesmí být žádná část brzdového systému mimo rám vozidla.
- Brzdový pedál a jeho uchycení musí vydržet zatížení 2 kN bez jakéhokoliv porušení. Na závodech to může být otestováno komisařem, který si sedne do vozu a sešlápne brzdu.
- Brzdový pedál musí být vyroben z oceli nebo hliníku, případně obroben z oceli, hliníku nebo titanu.
- Pro případ selhání brzdového systému musí mít formule tzv. Brake Over-Travel Switch, který musí v případě poruchy aspoň jednoho okruhu vypnout motor. Toto zařízení musí být umístěno tak, aby jej pilot nemohl sám resetovat. Toto pravidlo je důležité spíš pro elektrické zapojení, ale při konstrukci pedálů je nutné myslet na umístění vypínače. [2]

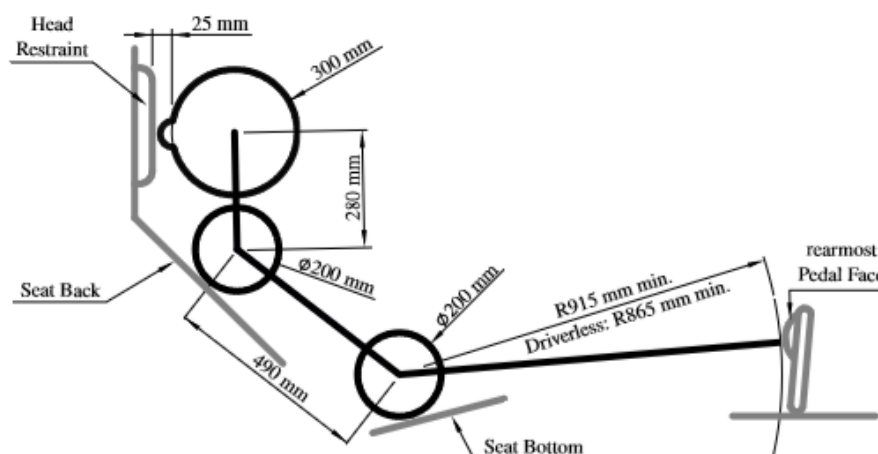
### 1.2.2 Pravidla pro plynový pedál

Na ovládání škrtící klapky pomocí lanka a samotný plynový pedál jsou kladeny tyto požadavky:

- Lanko musí mít hladký chod a nesmí docházet k jeho lámání. Dále musí být chráněno před poškozením řidičem při jízdě nebo během nastupování a vystupování z formule.
- Musí být zajištěno, aby nedocházelo k nadměrnému namáhání lanka, škrtící klapky nebo jiných součástí. Na pedálu plynu musí být koncový doraz, který tomu zabrání. [2]

### 1.2.3 Pravidla pro umístění pedálů

- Kokpit formule musí být přizpůsoben šabloně, tzv. Percy, která je definována pravidly (Obr. 2). Touto šablonou je určena pozice pedálů. Při technické přejímce je možno polohu pedálů nastavit, pokud jsou pedály konstruovány jako nastavitelné. [2]



Obr. 2 Šablona 95 percentilového muže

- Všechny součásti, které nejsou součástí nárazového členu (pedály, brzdové válce, nádržky na kapalinu atd.) musí být umístěny nejméně 25 mm za plechem, který brání proniknutí cizích předmětů do kokpitu vozidla (AIP). [2]

## 1.3 Způsoby uložení pedálů ve vozidlech

### 1.3.1 Závěsné pedály

Závěsné pedály se nejčastěji používají u osobních automobilů kvůli výhodnému uchycení k rámu vozidla a malým zástavbovým rozměrům. Výhodou je menší možnost znečištění a poškození vlivem nečistot, nevýhodou je zvýšení těžiště, proto jsou méně vhodné pro závodní automobily.



Obr. 3 Závěsné pedály [4]

### 1.3.2 Pedály uchycené k podlaze

Pedály uchycené k podlaze mohou mít brzdové válce umístěné vodorovně nebo šikmo. Při vodorovném uložení se snižuje těžiště, ale rostou zástavbové rozměry. Při šikmém uložení se těžiště sice zvýší, ale snadno je možné upravovat zástavbový prostor, což je výhodné. Naopak nevýhodou je možnost zanesení důležitých funkčních částí nečistotami a následné selhání. Proto je třeba důsledná údržba. Tato varianta se často používá v motorsportu a rovněž v soutěži Formula Student. Variantou s šikmými brzdovými válci byl osazen i náš loňský monopost Vector 05 (Obr. 5) a předchozí verze vozu.



*Obr. 4 Pedály uchycené k podlaze [5]*

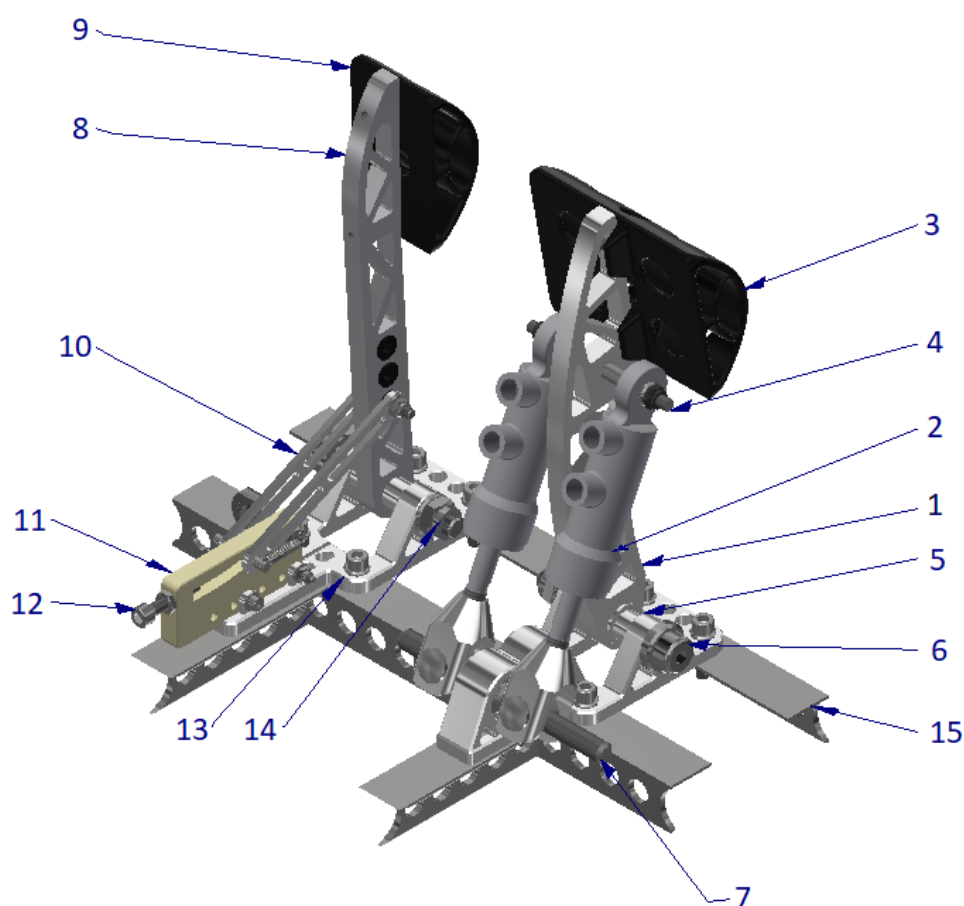


*Obr. 5: Pedály vozu Vector 05*

## 2 Popis nynějšího uspořádání pedálů

### 2.1 Základní části

Na voze Vector 05, který soutěžil v roce 2019 byl použit pouze brzdový a plynový pedál, ovládání spojky bylo řešeno pádlem pod volantem. Sestava pedálů se tedy skládala z následujících částí, viz Obr. 6 a Tab. 1.



Obr. 6 Popis pedálů vozu Vector 05

Tab. 1 Základní části pedálů

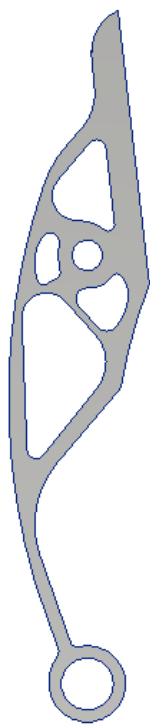
Č. součásti	Název	Č. součásti	Název
1	Brzdový pedál	9	Plynový nášlap
2	Brzdový válec	10	Spojení lanka s pedálem
3	Brzdový nášlap	11	Vedení plynového lanka
4	Čep brzd. válců	12	Doraz plynového lanka
5	Domek brzdy	13	Domek plynu
6	Brzdový čep	14	Čep plynu
7	Balance bar	15	Uchycení pedálů k rámu
8	Plynový pedál		



## 2.2 Nedostatky a problémy předchozích verzí

Při testování v loňské sezóně byly zjištěny 2 problémy, které mohly být nebezpečné pro provoz formule. Prvním byl špatně dimenzovaný brzdový pedál, který se při prvním silnějším sešlápnutí prohнул (Obr. 8), přestože dle provedené MKP analýzy byl pedál bezpečný. Tento pedál byl tudíž vyměněn za předchozí model, který byl použit na Vectoru 04. Ten byl sice bezpečný, ale také těžší, což při naší snaze ušetřit každý gram materiálu rovněž není vhodné. Dále bylo po testování zjištěno, že se na voze Vector 04 ohnul, pravděpodobně kvůli opakovanému zatěžování, čep, na kterém jsou uloženy brzdové válce. Jelikož byl tento čep použit i na Vectoru 05, byla prováděna pravidelná kontrola a byl připraven náhradní kus pro případnou výměnu.

Mezi vývojové nedostatky bylo zařazeno to, že MKP analýza byla provedena pouze na brzdový pedál, neboť u něj je dáno pravidly zatížení. Další součásti nebyly kontrolovány, a tudíž není známo, zda nejsou nebezpečné pro provoz nebo naopak zbytečně předimenzované, což by znamenalo zbytečnou hmotnost navíc.



*Obr. 7 Model pedálu pro Vector 05*

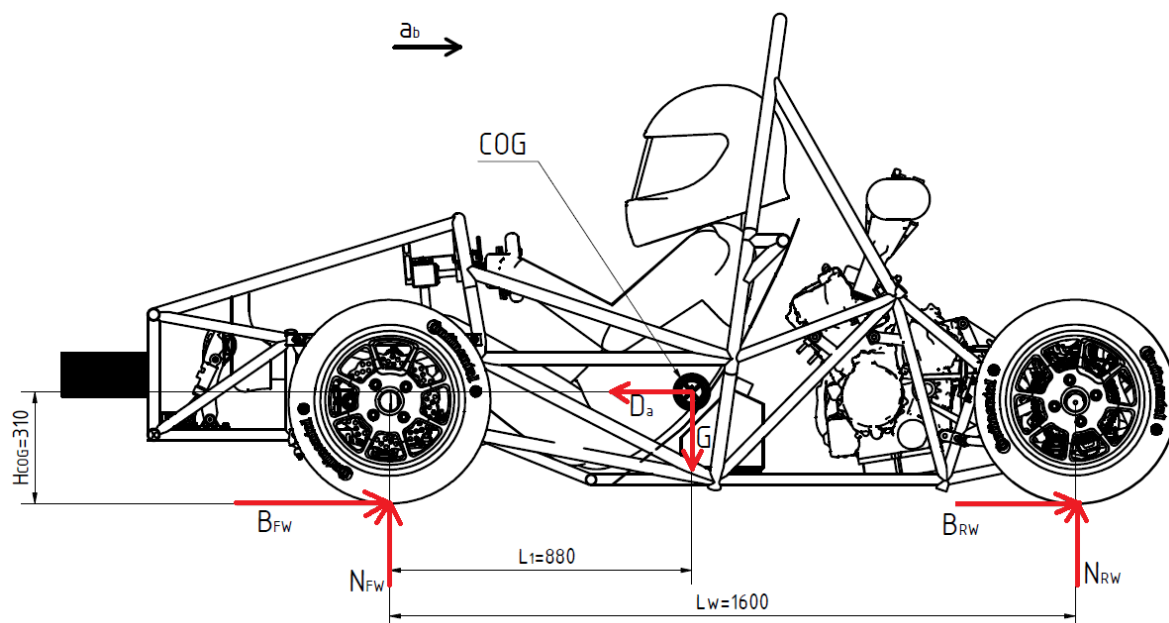


*Obr. 8 Pedál vozu Vector 05 po ohnutí*

## 2.3 Analýza pedálů Vectoru 05

### 2.3.1 Určení provozního zatížení brzdového pedálu

Maximální zatížení na brzdový pedál je pravidly určeno silou 2 000 N, ale během technické přejímky je nutné zablokovat všechna kola. [2] Je třeba ověřit, zda tato síla není vyšší než síla určená pravidly.



Obr. 9 Síly působící na formuli při brzdění

### Rovnice rovnováhy pro případ brzdění

Díky d'Alambertovu principu je možné sestavit rovnice rovnováhy pro brzdění se zablokovánými koly, které určují pravidla. Třecí koeficient mezi pneumatikou a vozovkou byl určen z měření při jízdě.

$$m_v = 275 \text{ kg},$$

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2},$$

$$\mu_p = 1,6,$$

$m_v$  – hmotnost vozu s pilotem,

$g$  – gravitační zrychlení,

$\mu_p$  – součinitel pření mezi pneumatikami a vozovkou.

### Výpočet maximálního zpomalení při brzdění

Rovnováha ve vodorovném směru:

$$\sum F_x = 0 = B_{FW} + B_{RW} - D_a, \quad (1)$$

$$D_a = m_v \cdot a_b, \quad (2)$$

kde:

$D_a$  – d'Alambertova síla při brzdění,

$a_b$  – maximální zpomalení při brzdění,

$B_{FW}$  – brzdná síla předních kol,

$B_{RW}$  – brzdná síla zadních kol.

Coulombův zákon tření:

$$B_{FW} = N_{FW} \cdot \mu_p, \quad (3)$$

$$B_{RW} = N_{RW} \cdot \mu_p, \quad (4)$$

kde:

$N_{FW}$  - normálová reakce pod předními koly,

$N_{RW}$  - normálová reakce pod zadními koly,

Dosazením (2), (3), (4) do (1) a úpravou vyjde maximální zpomalení vozu:

$$a_b = g \cdot \mu_p = 9,81 \cdot 1,6 = 15,696 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}, \quad (5)$$

Rovnováha ve svislém směru:

$$\sum F_y = 0 = N_{FW} + N_{RW} - G, \quad (6)$$

kde:

$G$  – gravitační síla.

Brzdná síla zadních kol byla určena z rovnováhy momentů k bodu dotyku předního kola s vozovkou:

$$\sum M_F = 0 = N_{RW} \cdot L_w + D_a \cdot H_{COG} - G \cdot L_1, \quad (7)$$

kde:

$L_w$  – rozvor náprav vozidla,

$L_1$  – vzdálenost těžiště vozu od předních kol,

$H_{COG}$  – výška těžiště vozu.

Dosazením (4) do (7) a úpravou vyjde brzdná síla zadních kol:

$$B_{RW} = \frac{m_v \cdot g \cdot L_1 - m_v \cdot a_b \cdot H_{COG}}{L_w} \cdot \mu_p, \quad (8)$$

$$B_{RW} = \frac{275 \cdot 9,81 \cdot 880 - 250 \cdot 15,696 \cdot 310}{1600} \cdot 1,6 = 874,79 \text{ N}.$$

Výpočet brzdné síly předních kol je možné získat dosazením (2) do (1) a úpravou:

$$B_{FW} = m_v \cdot a_b - B_{RW} = 275 \cdot 15,696 - 874,79 = 3\,441,61 \text{ N}. \quad (9)$$

### Výpočet sil na brzdových kotoučích

Díky poloze těžiště přesně uprostřed vozu lze předpokládat rovnoměrné rozložení na obě kola přední i zadní nápravy, tudíž na každé kolo působí jen polovina brzdné síly. Brzdový kotouč má 2 třecí plochy, na které působí brzdná síla. Třecí koeficient mezi brzdovým obložením a kotouči byl zvolen 0,48. [6]

Výpočet brzdné síly na předním kotouči z momentové rovnováhy vůči středu předního kotouče (Obr. 10):

$$\sum M_{SF} = 0 = \frac{B_{FW}}{2} \cdot \frac{D_W}{2} - T_{BF} \cdot \frac{D_{mF}}{2}, \quad (10)$$

kde:

$D_W$  – průměr kola vozidla,

$D_{mF}$  – střední průměr předního brzdového kotouče,

$T_{BF}$  – třecí síla na předním brzdovém kotouči.

Coulombův zákon tření pro brzdový kotouč:

$$T_{BF} = i_T \cdot F_{NF} \cdot \mu_b, \quad (11)$$

kde:

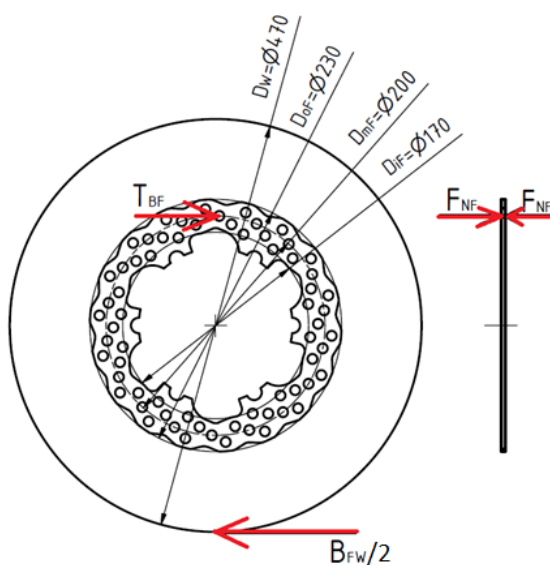
$i_T$  – počet třecích ploch brzdového kotouče,

$F_{NF}$  – normálová síla na přední brzdový kotouč,

$\mu_b$  – součinitel tření mezi kotoučem a brzdovými destičkami.

Dosazením (11) do (10) a úpravou vyjde normálová síla na přední brzdový kotouč:

$$F_{NF} = \frac{B_{FW} \cdot D_W}{2 \cdot i_T \cdot \mu_b \cdot D_{mF}} = \frac{3441,61 \cdot 470}{2 \cdot 2 \cdot 0,48 \cdot 200} = 4\,212,39\text{N}. \quad (12)$$



Obr. 10: Síly na předním brzdovém kotouči

Síla pro zabrzdění zadního kotouče byla určena z momentové rovnováhy vůči středu zadního kotouče (Obr. 11):

$$\sum M_{SR} = 0 = \frac{B_{RW}}{2} \cdot \frac{D_W}{2} - T_{BR} \cdot \frac{D_{mR}}{2}, \quad (13)$$

kde:

$T_{BR}$  – třecí síla na zadní brzdový kotouč,

$D_{mR}$  – střední průměr zadního brzdového kotouče.

Coulombův zákon tření pro brzdový kotouč:

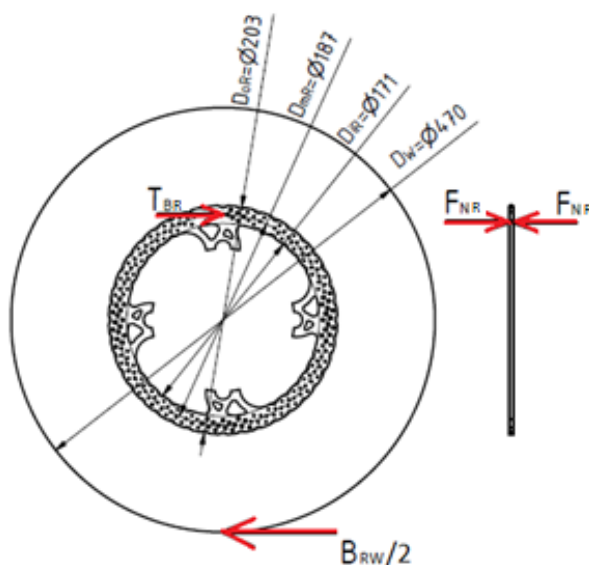
$$T_{BR} = i_T \cdot F_{NR} \cdot \mu_b \quad (14)$$

kde:

$F_{NR}$  – normálová síla na zadní brzdový kotouč.

Dosazením (14) do (13) a úpravou vyjde normálová síla na zadní brzdový kotouč:

$$F_{NR} = \frac{B_{RW} \cdot D_W}{2 \cdot i_T \cdot \mu_b \cdot D_{mR}} = \frac{874,79 \cdot 470}{2 \cdot 2 \cdot 0,48 \cdot 187} = 1\,145,14\text{N}. \quad (15)$$



Obr. 11: Síly na zadním brzdovém kotouči

### Výpočet potřebného tlaku v předním brzdovém okruhu

V předních brzdových třmenech je na každé straně brzdového kotouče 1 pístek o průměru 36 mm. Potřebný tlak lze spočítat pomocí Pascalova zákona.

$$p_F = \frac{F_{NF}}{S_F}, \quad (16)$$

kde:

$S_F$  – plocha předního brzdového pístku.

$$S_F = \frac{\pi \cdot D_{pF}^2}{4}, \quad (17)$$

kde:

$D_{pF}$  – průměr předního brzdového pístku.

Potřebný tlak pro zabrzdění předních kol je:

$$p_F = \frac{4 \cdot F_{NF}}{\pi \cdot D_{pF}^2} = \frac{4 \cdot 4212,39}{\pi \cdot 36^2} = 4,64 MPa. \quad (18)$$

### Výpočet potřebného tlaku v zadním brzdovém okruhu

V zadních brzdových třmenech jsou na každé straně kotouče 2 pístky o průměru 16 mm.

$$p_R = \frac{F_{NR}}{i_p \cdot S_R}, \quad (19)$$

kde:

$S_R$  – plocha zadního brzdového pístku,

$i_p$  – počet pístků na jedné straně kotouče.

$$S_R = \frac{\pi \cdot D_{pR}^2}{4}, \quad (20)$$

kde:

$D_{pR}$  – průměr zadního brzdového pístku.

Potřebný tlak pro zabrzdění zadních kol je:

$$p_R = \frac{2 \cdot F_{NR}}{\pi \cdot D_{pR}^2} = \frac{2 \cdot 1145,14}{\pi \cdot 16^2} = 2,85 MPa. \quad (21)$$

### Výpočet ovládací síly na přední brzdový válec

Pro přední brzdový okruh byl zvolen brzdový válec o průměru 16 mm. Je třeba určit ovládací sílu na přední válec  $F_F$ , která vyvine v předním brzdovém okruhu tlak potřebný pro zabrzdění  $p_F$ .

$$F_F = p_F \cdot S_{FC}, \quad (22)$$

kde:

$S_{FC}$  – plocha předního brzdového válce.

$$S_{FC} = \frac{\pi \cdot D_{FC}^2}{4}, \quad (23)$$

kde:

$D_{FC}$  – průměr předního brzdového válce.

Dosazením (23) do (22) vyjde ovládací síla na přední brzdový válec:

$$F_F = p_F \cdot \frac{\pi \cdot D_{FC}^2}{4} = 4,64 \cdot \frac{\pi \cdot 16^2}{4} = 932,8N. \quad (24)$$

### Výpočet ovládací síly na zadní brzdový válec

Pro zadní brzdový okruh byl zvolen brzdový válec o průměru 20,64 mm. Je třeba určit ovládací sílu na zadní válec  $F_R$ , která vyvine v zadním brzdovém okruhu tlak potřebný pro zabrzdění  $p_R$ .

$$F_R = p_R \cdot S_{RC}, \quad (25)$$

kde:

$S_{RC}$  – plocha zadního brzdového válce.

$$S_{RC} = \frac{\pi \cdot D_{RC}^2}{4}, \quad (26)$$

kde:

$D_{RC}$  – průměr zadního brzdového válce.

Dosazením (26) do (25) vyjde ovládací síla na zadní brzdový válec:

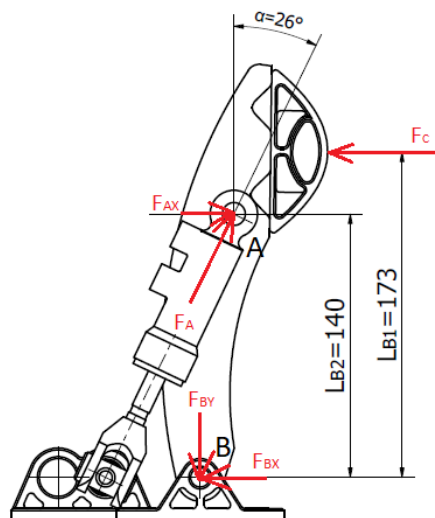
$$F_R = p_R \cdot \frac{\pi \cdot D_{RC}^2}{4} = 2,85 \cdot \frac{\pi \cdot 20,64^2}{4} = 952,8N. \quad (27)$$

Ovládací síly na oba válce jsou téměř stejné, k přesnému nastavení rozložení brzdné síly na přední a zadní nápravu bude použit balance bar, kterým se nastaví brzdné síly podle potřeb pilotů.



## Výpočet ovládací síly na brzdový pedál

Ovládací sílu byla určena z rovnováhy momentů vůči bodu B.



Obr. 12: Síly působící na brzdový pedál

Momentová rovnováha k bodu B:

$$\sum M_B = 0 = F_{AX} \cdot L_{B2} - F_C \cdot L_{B1}, \quad (28)$$

kde:

$L_{B1}$  – vzdálenost ovládací síly od osy otáčení pedálu,

$L_{B2}$  – vzdálenost síly v brzdových válcích od osy otáčení pedálu,

$F_A$  – síla v brzdových válcích,

$F_{AX}$  – vodorovná složka síly  $F_A$ ,

$F_C$  – ovládací síla na brzdový pedál.

Celková síla k ovládní brzdových válců byla vypočtena součtem sil na přední a zadní brzdové válce:

$$F_A = F_R + F_F, \quad (29)$$

$$F_{AX} = F_A \cdot \sin \alpha, \quad (30)$$

kde:

$F_R$  – ovládací síla na zadní brzdový válec,

$F_F$  – ovládací síla na přední brzdový válec,

$\alpha$  – úhel mezi brzdovými válci a pedálem.

Dosazením (29) a (30) do (28) dostanu ovládací sílu na brzdový pedál.

$$F_C = \frac{(F_R + F_F) \cdot \sin \alpha \cdot L_{B2}}{L_{B1}} = \frac{(952,8 + 932,8) \cdot \sin 26 \cdot 140}{173} = 668,94 \text{ N}. \quad (31)$$

Vypočtená ovládací síla je menší než pravidly určená síla 2 000 N, kterou musí pedály vydržet, proto pro analýzy byla použita síla z pravidel, viz kap. 1.2.1. Vypočtená síla je pouze orientační, nezahrnuje vlivy podvozku ani aerodynamické síly při jízdě, ale vzhledem k rozdílu vůči síle dané pravidly lze považovat výpočet za dostatečně přesný.

### 2.3.2 Použité materiály

Tab. 2 Mechanické vlastnosti použitých materiálů [7], [8]

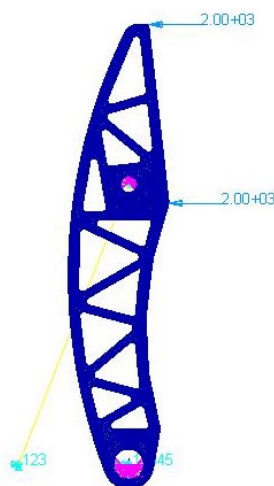
Součást	Materiál	E [GPa]	$\mu$	Re [MPa]
Uchycení pedálů k rámu	11 423	210	0,3	226
Domky pedálů, pedály	EN AW 7075	71,7	0,33	440
Balance bar, čep brzdových válců	15 230.7	210	0,3	835

### 2.3.3 Analýza brzdového pedálu vozu Vector 04

Brzdové pedály předchozích vozů byly vyrobeny z hliníkové slitiny EN AW 7075 T6, která disponuje vysokou pevností a nízkou hustotou. Pro výrobu byla použita technologie řezání vodním paprskem. Tato technologie nepředstavuje omezení z hlediska vyrobitelnosti 2D tvaru pedálu.

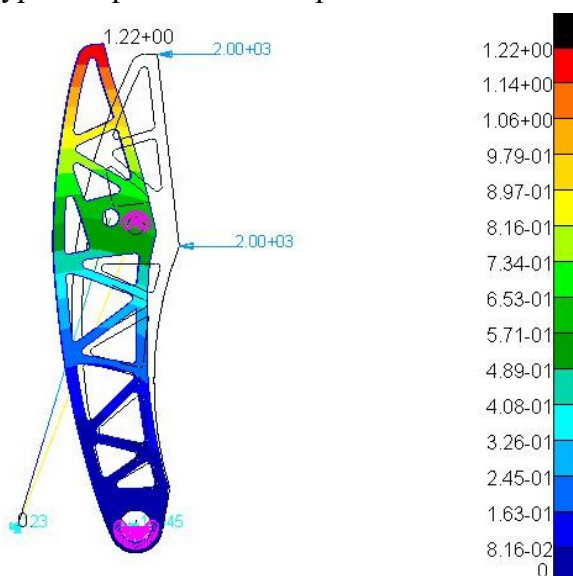
Při vytváření sítě byla nejprve vygenerována povrchová síť, která byla následně pomocí funkce Sweep vytažena do celého objemu pedálů. Síť byla během výpočtu několikrát zjemněna až na velikost elementu 0,5 mm. Od této hodnoty se již vzniklé velikosti napětí a deformací měnily jen nevýznamně.

Na nášlapnou plochu pedálu byla zadána rovnoměrně rozložená síla 2 000 N. Brzdové válce byly nahrazeny tyčovým prvkem o průřezu 151 mm<sup>2</sup>, tento element svou tuhostí přibližně odpovídá skutečným brzdovým válcům. Spodní otvor pro brzdový čep byl pomocí MPC zavazben ve všech směrech a dovolena byla pouze rotace okolo osy díry. Do horního otvoru pro čep brzdových válců bylo zadáno MPC, které bylo spojeno s tyčovým elementem, druhý konec tyče byl vetknut.

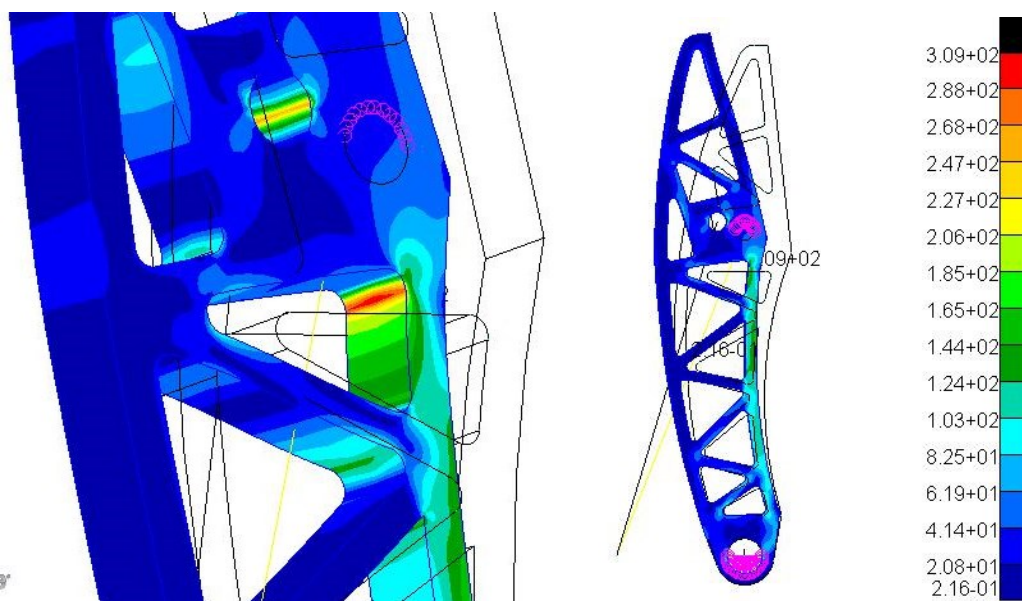


Obr. 13: Použitá síť a okrajové podmínky na pedálu Vectoru 04

Po vypočtení bylo zjištěno, že maximální redukované napětí von Mises má hodnotu 309 MPa v místě zaoblení hrany v odlehčujícím vybrání (Obr. 15). Maximální posunutí pedálu je 1,22 mm (Obr. 14), ale zde se projevuje i tuhost tyče nahrazující brzdové válce, tudíž toto posunutí nevypovídá přímo o tuhosti pedálu.



Obr. 14: Posunutí brzdového pedálu Vectoru 04



Obr. 15: Místo maximálního napětí

Obr. 16: Redukované napětí na brzdovém pedálu Vectoru 04

Výsledná bezpečnost pedálu vůči mezi kluzu je:

$$k_{BP4} = \frac{Re_{7075}}{\sigma_{redBP4}} = \frac{440}{309} = 1,42, \quad (32)$$

kde:

$Re_{7075}$  – mez kluzu materiálu EN AW 7075,

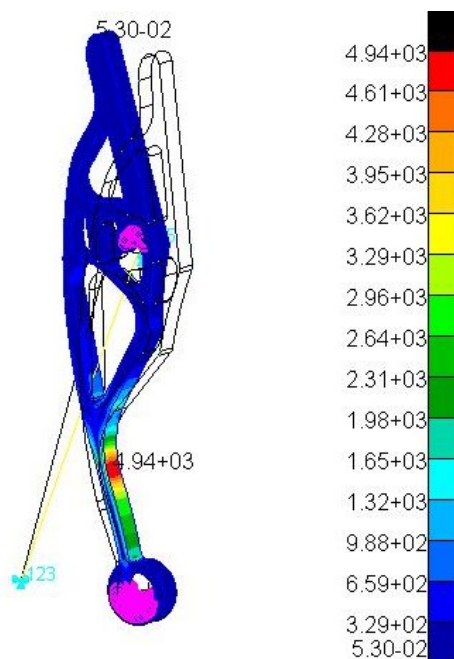
$\sigma_{redBP5}$  – redukované napětí v brzdovém pedálu vozu Vector 04.

### 2.3.4 Analýza brzdového pedálu vozu Vector 05

Tvar brzdového pedálu byl vytvořen metodou topologické optimalizace, která měla zaručit dostatečnou bezpečnost, a zároveň co nejnížší hmotnost. Problém vznikl s největší pravděpodobností vlivem špatně zadaných okrajových podmínek, kdy byl zcela zanedbán vliv brzdových válců. Do otvorů pro čepy byly zadány pouze kloubové vazby. V místě, kde později došlo k ohybu se výrazně zmenšoval průřez, tím pádem i tuhost a došlo k nadměrné koncentraci napětí a deformaci.

Při MKP analýze byla použita stejná síť a okrajové podmínky jako při analýze brzdového pedálu Vectoru 04 (viz kap. 2.3.3).

Po vyřešení bylo zjištěno, že maximální redukované napětí von Mises dosahuje hodnoty 4 940 MPa. V případě, že by napětí překračovalo mez kluzu jen nepatrně, bylo by možné nastavit např. bilineární materiál, avšak vzniklé napětí je obrovské a vzhledem k reálnému pokusu, při kterém se pedál ohnul, lze konstatovat, že pedál nevydrží dané zatížení. Nejvyšší napětí vzniklo právě v přechodu do úzké části pedálu (Obr. 17).



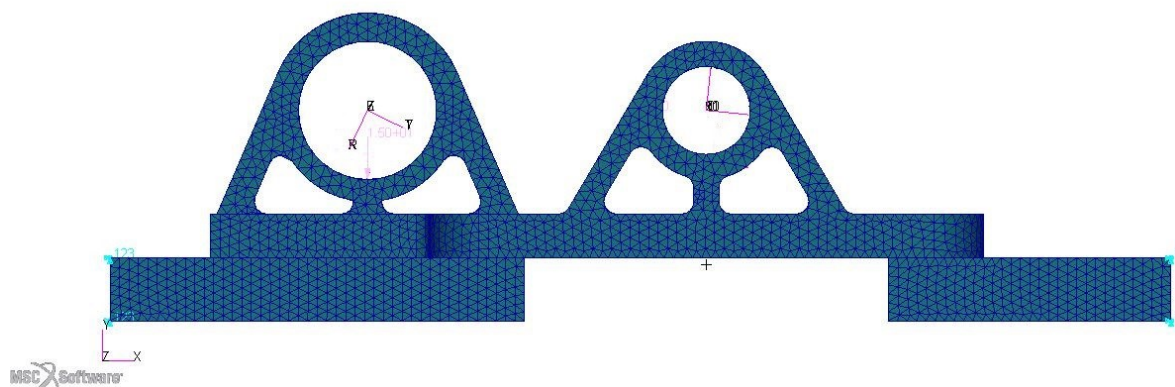
Obr. 17: Redukované napětí v brzdovém pedálu Vectoru 05

### 2.3.5 Analýza domku brzdového pedálu

Domek brzdového pedálu byl vyroben z hliníkové slitiny EN AW 7075 T6 frézováním. Domek musí být schopen vydržet zatížení brzdového pedálu a brzdových válců, nicméně u předchozích verzí nebyla provedena MKP analýza, která by to prokázala.

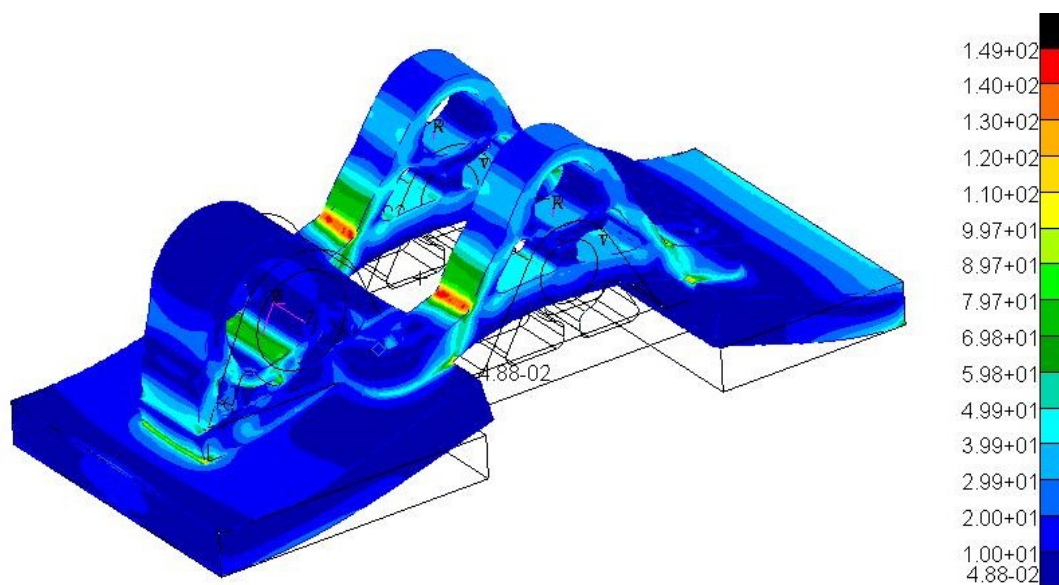
Aby byla ve výpočtu zahrnuta i tuhost uchycení k rámu, byly tyto držáky deskami, které byly pomocí ekvivalence sítě spojeny s brzdovým domkem. Pro síťování byly použity tetragonální prvky o velikosti 1,5 mm pro všechny součásti.

Do každého otvoru pro brzdový čep byla zadána síla 2 605 N a do otvoru pro balance bar síla 5 768 N. Tyto síly byly určeny z analýzy brzdového pedálu Vectoru 04. Konce desek byly vetknuty.



Obr. 18: Okrajové podmínky a síť na brzdovém domku

Maximální redukované napětí vyšlo 149 MPa (Obr. 19), toto napětí je vzhledem k mezi kluzu (viz Tab. 2) velmi nízké, je tudíž možnost domek optimalizovat a snížit tak jeho hmotnost.



Obr. 19: Redukované napětí v brzdovém domku Vectoru 05

Výsledná bezpečnost vůči mezi kluzu je:

$$k_{BD5} = \frac{Re_{7075}}{\sigma_{redBD5}} = \frac{440}{149} = 2,95, \quad (33)$$

kde:

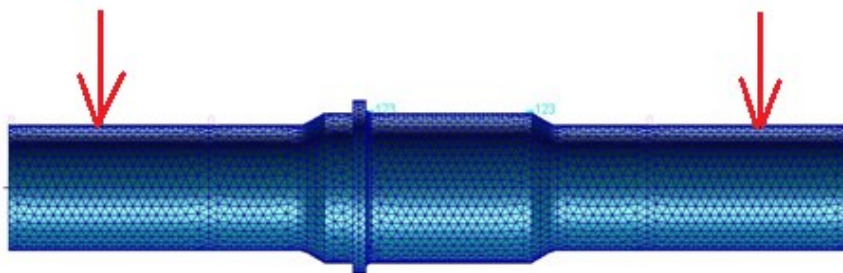
$\sigma_{redBD5}$  – redukované napětí v brzdové domku vozu Vector 05.

### 2.3.6 Analýza balance baru

Balance bar (vahadlo brzdného účinku) slouží k rozdělení brzdného účinku mezi jednotlivé brzdné okruhy na vozidle, v případě vozu Vector 05 mezi přední a zadní nápravu. Funkce je založena na principu rovnováhy na páce. Délka ramene páky se mění pomocí závitu dle momentálních potřeb pilota a týmu.

Při MKP analýze byl pro zjednodušení nahrazen závit M10 průměrem závitu  $d_3=8,16$  mm. Délka byla pro analýzu zmenšena tak, aby bylo možné snížit počet elementů v místech za působištem sil od brzdových válců.

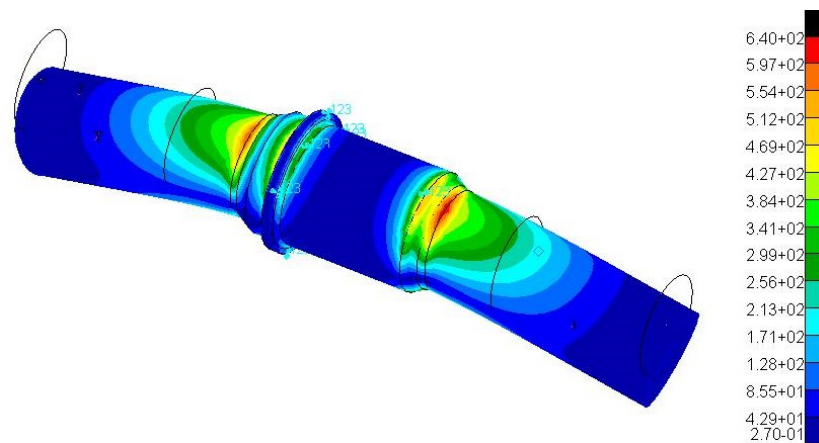
Na plochy, které jsou zatíženy brzdovými válci bylo aplikováno ložiskové zatížení se silou 2 884 N. Plocha, která je uložena ve sférickém ložisku byla vetknuta. Síť byla vytvořena pomocí tetragonálních elementů o velikosti 0,75 mm, při dalším zjemnění se výsledky měnily jen nevýznamně.



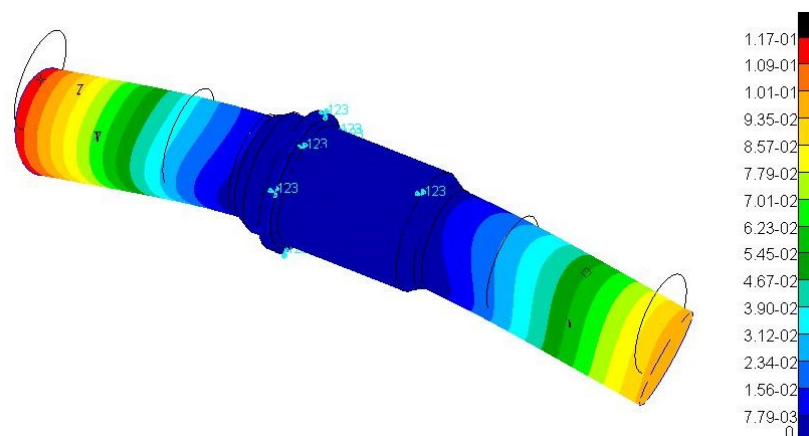
Obr. 20: Okrajové podmínky a síť na balance baru

Maximální redukované napětí von Mises vyšlo 640MPa v místě ukončení závitu (Obr. 21), kde je kombinace nejmenšího průřezu, vrubového účinku a vysokého ohybového momentu. Vzhledem k mezi kluzu materiálu 15 230.7 (viz Tab. 2) je toto napětí v pořádku. Maximální posunutí je 0,12 mm (Obr. 22). Možnosti optimalizace jsou u této součásti malé, protože je třeba zachovat velikost závitu a dostatečnou délku pro nastavování. Jedinou možností, jak ušetřit hmotnost, je proto zkrácení závitové části tak, aby bylo možné plné nastavení, a zároveň nezůstával v krajních polohách nevyužitý závit.





Obr. 21: Redukované napětí v balance baru



Obr. 22: Posunutí balance baru

Výsledná bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$k_{BB5} = \frac{Re_{15230}}{\sigma_{redBB5}} = \frac{830}{640} = 1,3, \quad (34)$$

kde:

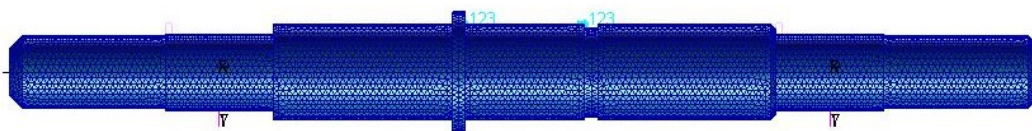
$Re_{15230}$  – mez kluzu materiálu 15 230.7,

$\sigma_{redBB5}$  – redukované napětí v balance baru vozu Vector 05.

### 2.3.7 Analýza čepu brzdových válců

Čep brzdových válců byl na minulém voze vyroben z oceli 15 230.7. Během dlouhodobého provozu se v minulosti vyskytly problémy, když se po testování zjistilo, že je čep ohnutý pravděpodobně z důvodu dlouhodobého zatěžování.

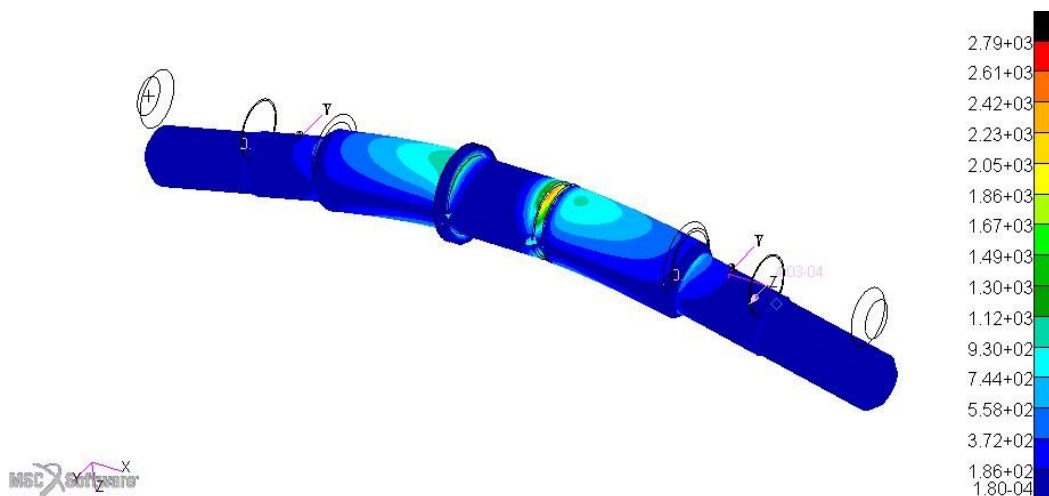
Pro tvorbu sítě byly použity tetragonální prvky o velikosti 0,5 mm. Na plochy, které jsou zatěžovány brzdovými válci byla aplikována síla 2 884 N pomocí ložiskového zatížení. Plocha, která je nalisována v pedálu byla vetknuta.



Obr. 23: Sít' a okrajové podmínky na čepu brzdových válců

Maximální napětí v čepu vyšlo 2 790 MPa, což je výrazně nad mezí kluzu, toto napětí vzniklo v drážce pro pojistný kroužek, který brání čepu ve vypadnutí z pedálu. Pro výsledky více odpovídající realitě byl do výpočtu nastaven tzv. bilineární materiálový model.

K bilineárnímu materiálovému modelu je potřeba navíc znát tažnost materiálu na mezi pevnosti a mez pevnosti. Materiál 15 230.7 má mez pevnosti 980 MPa a tažnost 10 %. [7]



Obr. 24: Redukované napětí v čepu brzdových válců



Z Hookova zákona bylo určeno poměrné prodloužení na mezi kluzu oceli 15 230.7. V softwaru Nastran se pro parametry bilineárního materiálu používají smluvní hodnoty mechanických vlastností. [12]

$$\varepsilon_{15230} = \frac{Re_{15230}}{E_{15230}} = \frac{835}{210\,000} = 3,976 \cdot 10^{-3}, \quad (35)$$

kde:

$E_{15230}$  – modul pružnosti materiálu 15 230.7.

Určení tečného modulu pružnosti.

$$E_{t15230} = \frac{Rm_{15230} - Re_{15230}}{\frac{A_{15230}}{100} - \varepsilon_{15230}} = \frac{980 - 835}{\frac{10}{100} - 3,976 \cdot 10^{-3}} = 1\,510\,MPa, \quad (36)$$

kde:

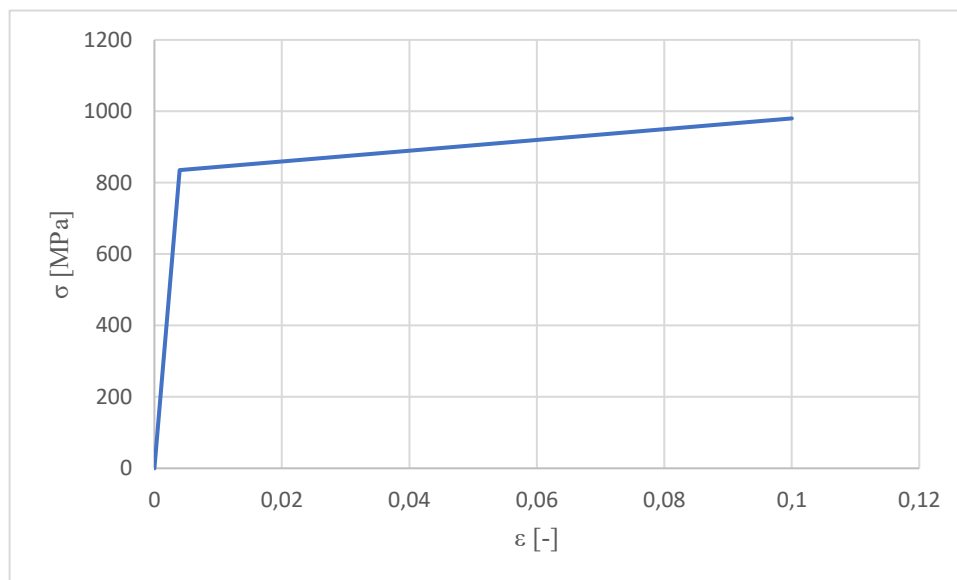
$Rm_{15230}$  – mez pevnosti materiálu 15 230.7,

$A_{15230}$  – tažnost materiálu 15 230.7.

V softwaru MSC Patran se namísto tečného modulu zadává tzv. Hardening slope. [12]

$$H_{15230} = \frac{E_{t15230}}{1 - \frac{E_{t15230}}{E_{15230}}} = \frac{1\,510}{1 - \frac{1\,510}{210\,000}} = 1\,520,9\,MPa. \quad (37)$$

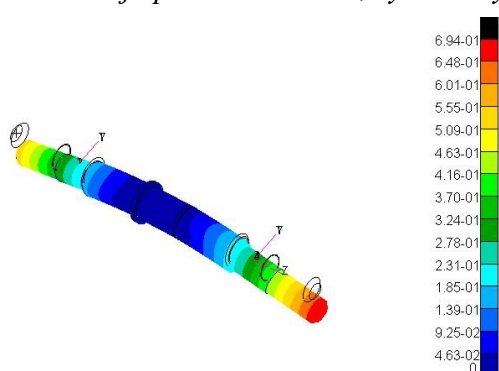
Po nastavení bilineárního materiálového modelu se nebude součást po překročení meze kluzu deformovat podle Hookova zákona, ale podle přímky, dané mezí pevnosti a tažností materiálu (Graf 1).



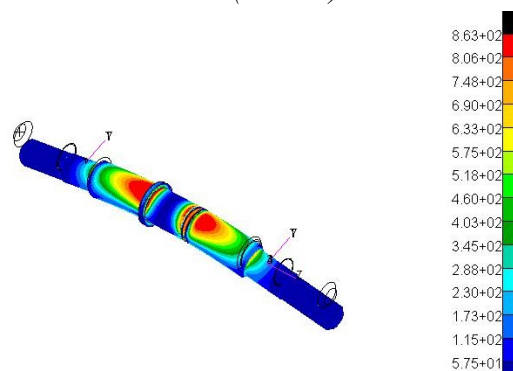
*Graf 1: Bilineární materiálový model pro ocel 15 230.7*

Výsledné redukované napětí je 863 MPa (Obr. 26). Tato hodnota je nad mezi kluzu oceli 15 230.7 (viz Tab. 2), ale zároveň pod mezí pevnosti, což znamená, že by došlo k plastické deformaci, ale čep by se pravděpodobně nezlomil. Maximální posunutí dosahuje 0,69 mm (Obr. 25). Plastická deformace materiálu má hodnotu 0,0386 (Obr. 27). Vzhledem k poměrné deformaci na mezi pevnosti, která je 0,1 dosahuje plastická deformace poměrně vysoké hodnoty. Vlivem cyklického zatěžování by docházelo ke kumulaci plastické deformace až do vyčerpání možností materiálu, tedy do dosažení tažnosti (Obr. 28\*). [13] Vlivem cyklických plastických deformací by mohlo docházet ke zpevňování materiálu, a tudíž ke zmenšení hodnoty deformace. Přesto jsou dle mého názoru hodnoty maximálního posunutí a plastické deformace příliš vysoké a čep není vyhovující pro bezpečný roční provoz vozu.

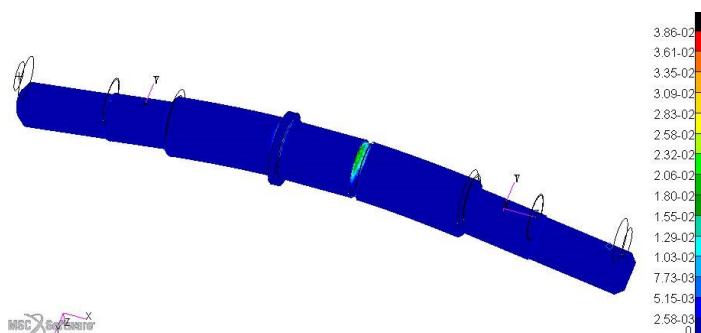
\*Obr. 28 je pouze ilustrační, výzkum byl proveden na oceli ST52 (11 523)



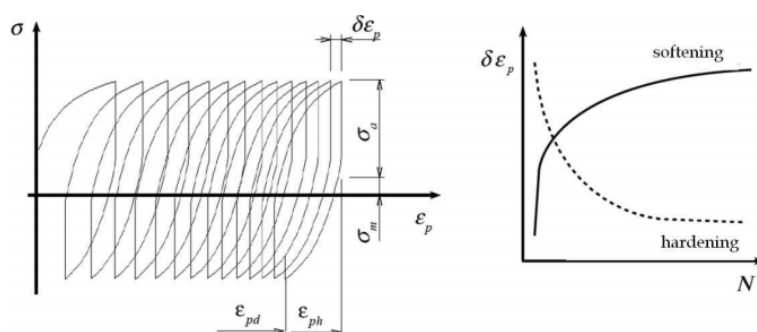
Obr. 25: Posunutí čepu brzdových válců



Obr. 26: Redukované napětí v čepu brzdových válců



Obr. 27: Plastická deformace čepu brzdových válců



Obr. 28: Kumulace plastické deformace vlivem cyklického nesymetrického zatěžování a ovlivnění pevnosti plastickou deformací [14]

### 2.3.8 Analýza plynového pedálu

Plynový pedál byl vyřezán vodním paprskem z hliníkové slitiny EN AW 7075 T6. V minulých letech byl pedál konstruován jako nastavitelný, což mělo zvýšit komfort pilotů. K nastavení však nedocházelo, proto provedu analýzu pouze pro používanou polohu. Vzhledem k tomu, že není pravidly požadována síla, kterou má pedál vydržet, byla zvolena maximální síla 500 N v poloze, kdy pedál dosedne na koncový doraz, avšak pilot může ještě nějakou dobu na pedál šlapat.

Při tvorbě sítě byla nejprve vygenerována povrchová síť na boční straně pedálu, která byla následně vysunuta do celého objemu. Byla zvolena velikost elementu 0,5 mm. Tyče, které spojují pedál s plynovým lankem byly nahrazeny tyčovým elementem s plochou průřezu 40 mm<sup>2</sup> z materiálu EN AW 7075. Tyč byly na jednom konci pevně zavazbeny ve všech směrech a na druhém spojeny pomocí MPC s dírou v pedálu. Díra pro čep, okolo kterého se pedál otáčí byla zavazbena ve všech směrech, dovolena byla pouze rotace okolo skutečné osy otáčení. Zatížení, které působí kolmo na pedál bylo zadáno pomocí tlaku, aby nebylo nutné počítat jednotlivé složky síly. Plocha, na kterou dosedá nášlap, má velikost 873,16 mm<sup>2</sup>.

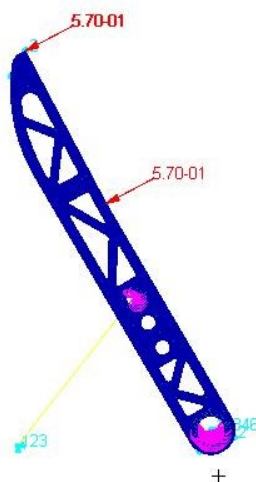
Zatěžovací tlak na plynový pedál:

$$p_5 = \frac{F}{S_5} = \frac{500}{873,16} = 0,57 MPa \quad (38)$$

kde:

F – ovládací síla na pedál

S<sub>5</sub> – plocha, na kterou dosedá plynový nášlap u vozu Vector 05



Obr. 29: Okrajové podmínky a síť na plynovém pedálu

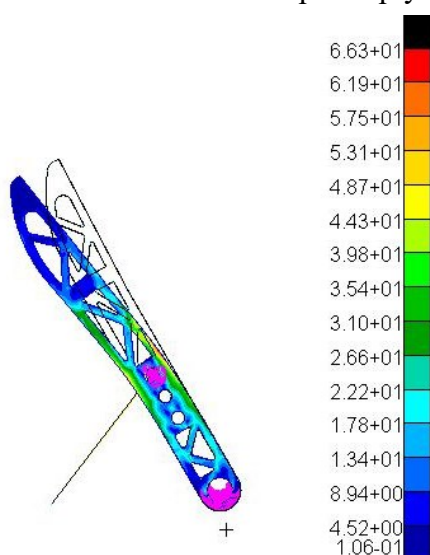
Maximální redukované napětí v brzdovém pedálu vyšlo 66,3 MPa (Obr. 30). V porovnání s mezí kluzu (viz Tab. 2) je toto napětí nízké, lze proto říct, že pedál zatížení vydrží. Maximální posunutí je 0,73 mm (Obr. 31). Vzhledem k tomu, že se na vozidle šetří každý gram materiálu, se pedál jeví jako zbytečně předimenzovaný, a tudíž i zbytečně těžký. Pro další model formule byla kvůli zmenšení zástavbových rozměrů změněna koncepce plynového pedálu, proto nebyla provedena analýza dalších součástí sestavy plynového pedálu, které budou zcela nové.

Výsledná bezpečnost vůči mezi kluzu:

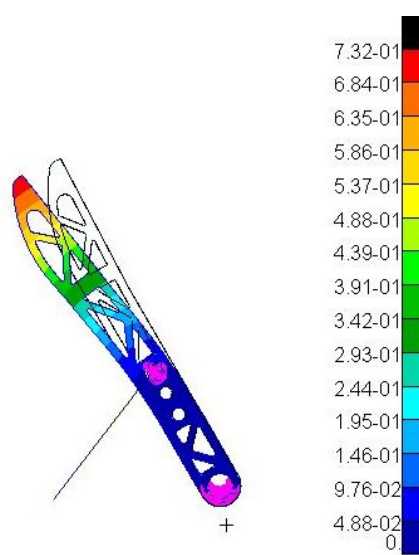
$$k_{PP5} = \frac{Re_{7075}}{\sigma_{redPP5}} = \frac{440}{66,3} = 6,6, \quad (39)$$

kde:

$\sigma_{redPP5}$  – redukované napětí v plynovém pedálu vozu Vector 05.



Obr. 30: Redukované napětí v plynovém pedálu



Obr. 31: Posunutí plynového pedálu

### 2.3.9 Vyhodnocení pedálů vozu Vector 05

Po analýze součástí pedálů loňského vozu bylo zjištěno, které součásti jsou předimenzované, a tudíž zbytečně těžké, a zároveň, které součásti jsou pro bezpečný provoz formule nedostatečné. Za předimenzované díly lze považovat brzdový domek, brzdový pedál Vectoru 04, a plynový pedál, tyto součásti je třeba co nejvíce odlehčit. Jako nedostatečné se jeví čep brzdových válců a brzdový pedál Vectoru 05. Vhodně dimenzovaný je balance bar, u něhož je většina rozměrů určena okolními součástmi, proto se u něj nedá předpokládat významná úspora hmotnosti, rovněž při provozu nenastaly žádné problémy, proto nebyl dále optimalizován.

### 2.3.10 Cíle pro návrh nové pedálové skupiny

Vzhledem k tomu, že nebyl znám stav všech dílů pedálové skupiny byly stanoveny cíle až po analýze staré verze pedálů.

- navrhnout pedálovou skupinu bezpečnou pro roční provoz formule,
- ušetřit aspoň třetinu z původní hmotnosti 2,24 kg, minimálně tedy 0,75 kg,
- nejslabší části konstruovat jako snadno přístupné a vyměnitelné,
- pokud možno zachovat snadnou a levnou výrobu.

### 3 Návrh nových pedálů pro vůz Vector 06

Tvorba nových návrhů byla provedena na základě funkčních rozměrů starých součástí, v případě brzdových komponent je to nutné kvůli zachování polohy brzdových válců a ovládací síly. Rovněž je výhodné zachovat výrobu pedálů pomocí vodního paprsku z hliníkové slitiny EN AW 7075. U plynového pedálu bylo přesunuto vedení plynového lanka na tělo plynového pedálu, což by mělo zajistit zmenšení zástavbových rozměrů. Vedení bylo navrženo z nylonu. U čepu brzdových válců byl změněn materiál 42CrMo4+QT, jemuž dle ČSN odpovídá materiál 15 142.7. Tento materiál má vyšší pevnost než dříve používaný 15 230.7 a lze k němu poměrně snadno dohledat hodnoty pro určení životnosti, což je u oceli 15 230.7 obtížné z důvodu, že ocel nemá ekvivalent mimo ČSN.

#### 3.1 Použité materiály

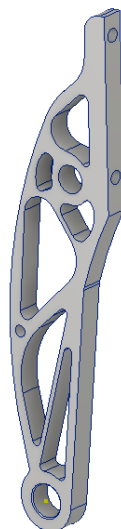
Tab. 3: Mechanické vlastnosti použitých materiálů [9], [10], [11]

Součást	Materiál	E [GPa]	$\mu$	Re [MPa]
Čep brzdových válců	15 142.7	206	0,3	980
Vedení plynového lanka	Nylon 6 (Pa 6)	1,3	0,39	40

Pozn. Uvedeny jsou pouze materiály a součásti, u kterých je změna nebo nejsou v Tab. 2.

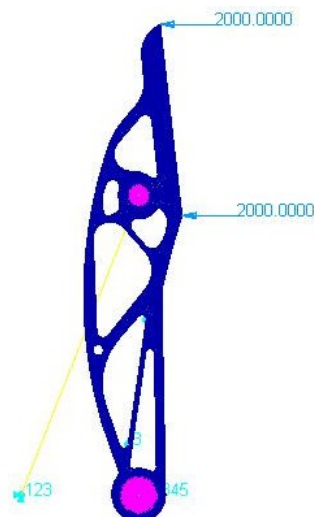
#### 3.2 Nový návrh brzdového pedálu

Při návrhu nového brzdového pedálu byl použit optimalizovaný návrh z předchozího vozu. Horní část pedálu by měla být v pořádku, změny bylo nutné udělat pouze v dolní části, kde byly přidány 2 výztuhy, zároveň byla přední plocha pedálu vytvořena rovná, aby bylo možné na pedál umístit spínač brzdového světla (Obr. 32). Materiál i technologie výroby zůstaly stejné jako v předchozích letech, tedy hliníková slitina EN AW 7075 a řezání vodním paprskem.



Obr. 32: Nový návrh brzdového pedálu

Stejně jako při analýze předchozích brzdových pedálů byly brzdové válce nahrazeny tyčovým elementem s plochou průřezu 151 mm<sup>2</sup>. Na nášlapnou plochu byla aplikována síla 2 000 N. Volný konec tyče byl zavazben ve všech směrech, druhý konec byl spojen s pedálem pomocí MPC. Díra, okolo které se pedál otáčí byla zavazbena pomocí MPC ve všech směrech, dovolena byla pouze možnost rotace okolo osy díry. Při tvorbě sítě byla nejprve vysíťována boční plocha pedálu elementy o velikosti 0,5 mm, síť byla poté spojena pomocí funkce Sweep a vysunuta do celého objemu.



Obr. 33: Okrajové podmínky a síť na brzdovém pedálu

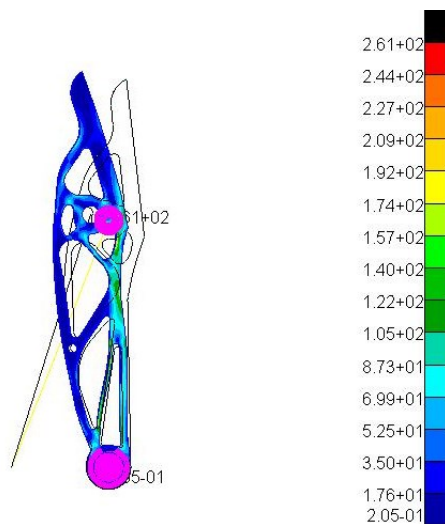
Maximální redukované napětí v pedálu vyšlo 261 MPa (Obr. 34). Vzhledem k mezi kluzu materiálu (viz Tab. 2) je to v pořádku a pedál vyhovuje. Největší posunutí je 1,39 mm (Obr. 35). Kvůli možnosti ztráty stability v tenkých výztuhách je nezbytné, aby bylo vykresleno i 1. a 3. (Obr. 36 a 37) hlavní napětí a dokázáno, že ve výztuhách není tlakové napětí. Vzhledem k tomu, že po vykreslení 3. hlavního napětí jsou vidět v některých částech místa s tlakovým napětím, byla určena navíc ještě bezpečnost vůči ztrátě stability tvaru. Typ analýzy byl změněn na analýzu ztráty stability (buckling). 1. až 5. tvar ztráty stability by nastal při opačném zatížení, 6. tvar ztráty stability je pro skutečné zatížení (Obr. 38). Vůči této situaci je bezpečnost 11,02, ke ztrátě stability při běžném provozu nedojde.

Výsledná bezpečnost vůči mezi kluzu:

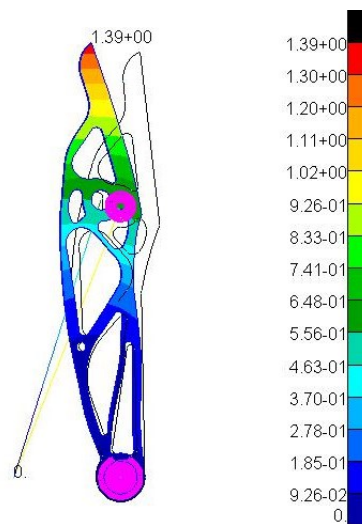
$$k_{BP6} = \frac{Re_{7075}}{\sigma_{redBP6}} = \frac{440}{261} = 1,69, \quad (40)$$

kde:

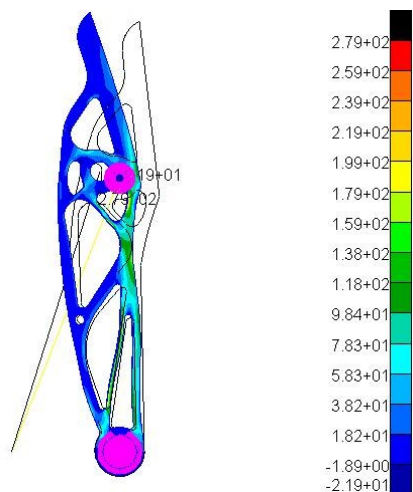
$\sigma_{redBP6}$  – maximální redukované napětí v novém návrhu brzdového pedálu.



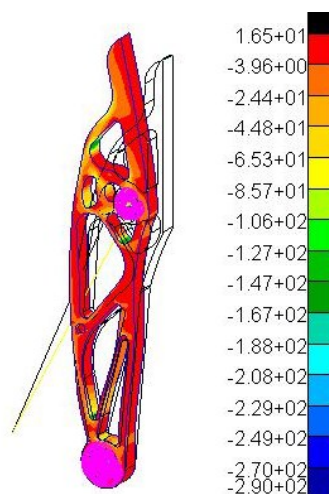
Obr. 34: Redukované napětí v brzdovém pedálu



Obr. 35: Posunutí brzdového pedálu



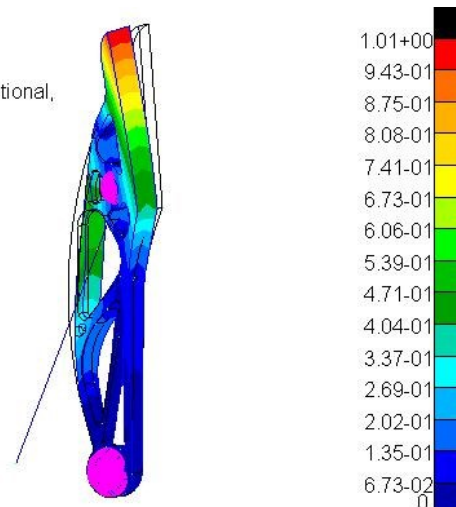
Obr. 36: 1. hlavní napětí v brzdovém pedálu



Obr. 37: 3. hlavní napětí v brzdovém pedálu

Patran 2019 07-May-20 14:46:22

Deform: SC2:DEFAULT, A14:Mode 6: Factor=11.0284, Eigenvectors, Translational,



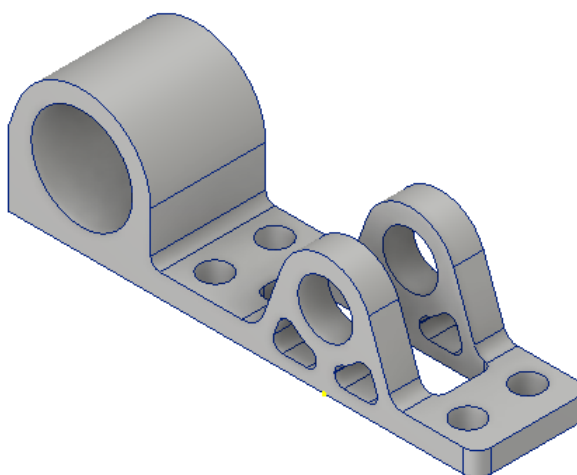
Obr. 38: 6. tvar ztráty stability brzdového pedálu



Nový brzdový pedál váží 0,09 kg, pedál vozu Vector 04 vážil 0,122 kg, tudíž se podařilo ušetřit 32 gramů materiálu. V novém návrhu kleslo napětí oproti starému pedálu z 309 MPa na 261 MPa. Během návrhu byly několikrát upraveny tloušťky jednotlivých částí pedálu, až bylo nalezeno optimální řešení z hlediska hmotnosti i napětí, při dalším snižování tlouštěk začínalo výrazně růst napětí. Vzhledem k tomu, že po řezání vodním paprskem není povrch hladký a mohlo by docházet ke vzniku trhlin není žádoucí dále snižovat bezpečnost pedálu.

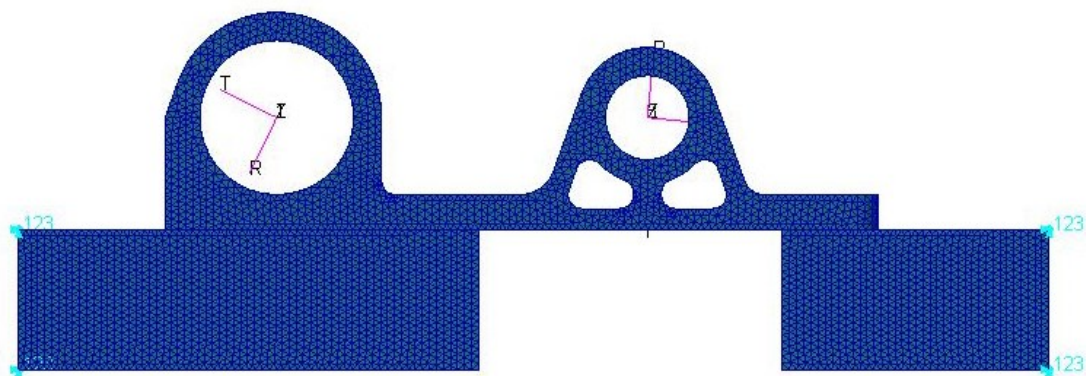
### 3.3 Nový návrh domku brzdového pedálu

Při návrhu nového domku byla jako předloha částečně použita stará verze domku. Hliníková kluzná pouzdra, která měla zároveň sloužit i k vymezení boční vůle v pedálu se po nalisování zdeformovala a musela být zvětšena díra, aby bylo možné pedál nasadit na čep, tím se zvětšila i boční vůle pedálu. V novém návrhu byla použita pouze plastová pouzdra, proto bylo možné zúžit brzdový domek a snížit hmotnost.



*Obr. 39: Nový návrh brzdového domku*

Pro analýzu bylo uchycení k rámu nahrazeno deskami z materiálu EN AW 7075 o tloušťce 25 mm, aby byla lépe vystihnuta realita, na konce bylo zadáno vetknutí. Desky byly spojeny s domkem pedálu pomocí ekvivalence sítě, do děr byly zadány působící síly pomocí ložiskového zatížení stejně jako při analýze ložské verze. Do díry pro balance bar byla zadána síla 5 768 N a do děr pro brzdový čep síla 2 605 N. Síť byla vytvořena pomocí tetragonálních elementů o velikosti 0,8 mm.



Obr. 40: Okrajové podmínky a síť na novém návrhu brzdového domku

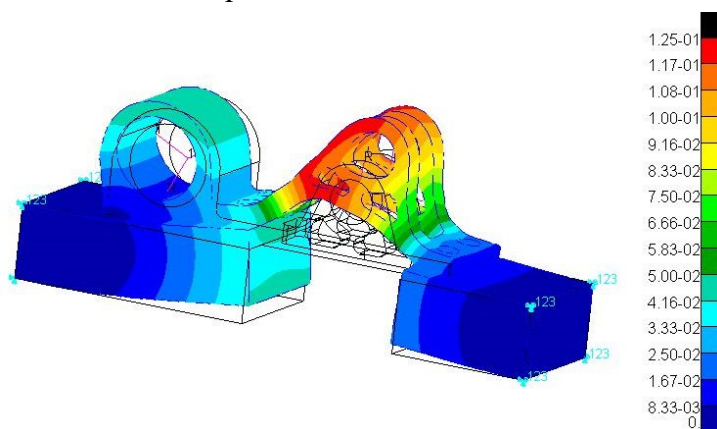
Maximální redukované napětí v domku je 300 MPa (Obr. 42), špičky napětí okolo desek byly vyloučeny, protože jsou ovlivněny okrajovou podmínkou a reálně se nedá předpokládat jejich vznik. Maximální posunutí je 0,125 mm (Obr. 41). Vzhledem k mezi kluzu (viz Tab. 2) domek vyhovuje.

Výsledná bezpečnost vůči mezi kluzu:

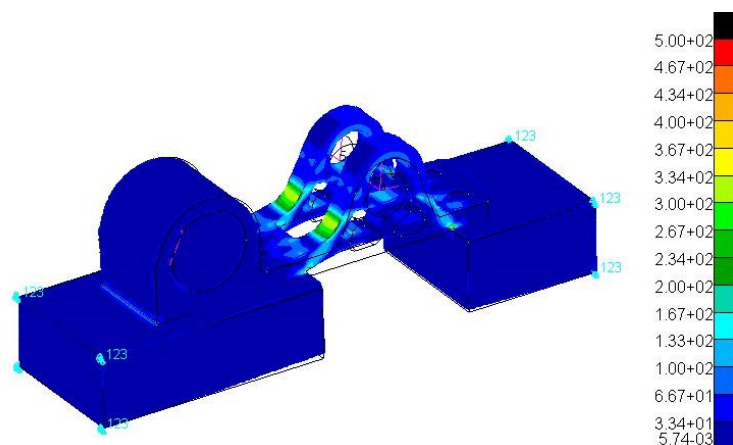
$$k_{BD6} = \frac{Re_{7075}}{\sigma_{redBD6}} = \frac{440}{300} = 1,47, \quad (41)$$

kde:

$\sigma_{redBD6}$  – maximální redukované napětí v brzdovém domku.



Obr. 41: Posunutí nového návrhu brzdového domku



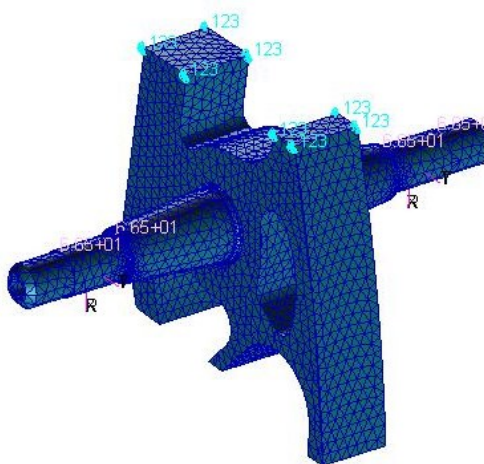
Obr. 42: Redukované napětí v brzdovém domku

Hmotnost brzdového domku se snížila z původních 120 gramů na 56 gramů, což znamená ušetření více než poloviny původní hmotnosti. Bezpečnost vůči mezi kluzu 1,47 je stále dostatečná. Při dalším odlehčování by bylo vhodné změnit koncepci celé sestavy brzdového pedálu.

### 3.4 Nový návrh čepu brzdových válců

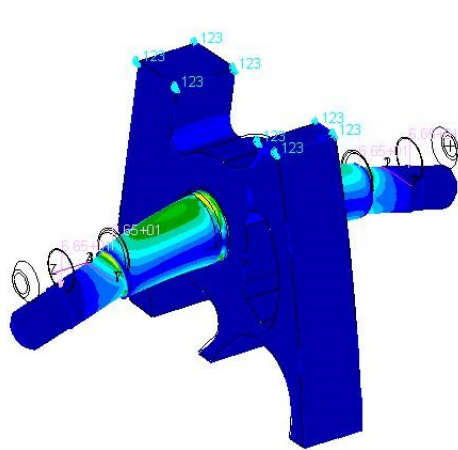
Při novém návrhu čepu bylo nezbytné zachovat průměry pro brzdové válce a jejich vzdálenost. Oproti původnímu návrhu byl zvětšen průměr pro nalisování do pedálu z 8 na 10 mm, zaoblení u osazení a v drážce pro pojistný kroužek bylo zvoleno 0,2 mm. Střed čepu, který nemá na ohybové namáhání velký vliv se bude na čepu odvrátán, proto bylo nutné změnit závit na M6x0,75, aby zůstala dostatečná tloušťka stěny i po odvrátání. Materiál čepu byl změněn na ocel 15 142.7, která má vyšší hodnotu meze kluzu.

Na plochy, kde dosedají brzdové válce byla pomocí ložiskového zatížení zadána síla 2 848 N. Čep byl kvůli menšímu ovlivnění okrajovou podmínkou vetknutí vložen do části brzdového pedálu, který byl na volných koncích vetknut. Síť byla vytvořena pomocí tetragonálních elementů o velikosti 1 mm, které byly v přechodech mezi průměry zjemněny. Pedál s čepem byl spojen pomocí ekvivalence sítě.

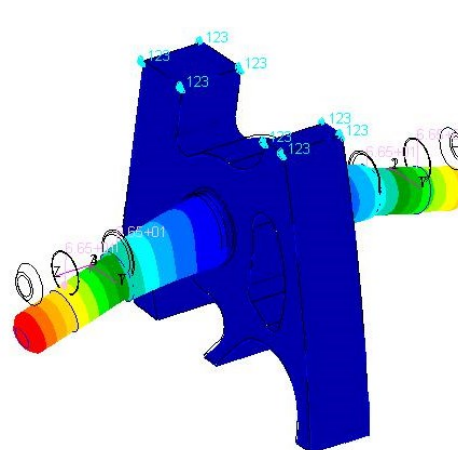


*Obr. 43: Okrajové podmínky a síť na novém návrhu čepu brzdových válců*

Maximální napětí v čepu vyšlo 1 140 MPa (Obr. 44), Vniklé napětí je nad mezi kluzu materiálu, proto bylo potřeba znovu nastavit bilineární materiálový model, čímž by se mělo napětí v nejvíce namáhaných místech snížit a na reálné hodnoty. Maximální posunutí čepu je 0,36 mm (Obr. 45), což je uspokojivá hodnota.



Obr. 44: Redukované napětí v novém návrhu čepu brzdových válců



Obr. 45: Posunutí nového návrhu čepu brzdových válců



Pro nastavení bilineárního materiálu je třeba znát mez pevnosti a tažnost materiálu. Mez kluzu materiálu je 1 100 MPa a tažnost je 16 %. [11]

Z Hookova zákona bylo určeno poměrné prodloužení na mezi kluzu.

$$\varepsilon_{15142} = \frac{Re_{15142}}{E_{15142}} = \frac{980}{206\,000} = 4,757 \cdot 10^{-3}, \quad (42)$$

kde:

$Re_{15142}$  – mez kluzu materiálu 15 142.7,

$E_{15142}$  – modul pružnosti materiálu 15 142.7.

Určení tečného modulu pružnosti:

$$E_{t15142} = \frac{Rm_{15142} - Re_{15142}}{\frac{A_{15142}}{100} - \varepsilon_{15142}} = \frac{1\,100 - 980}{\frac{16}{100} - 4,757 \cdot 10^{-3}} = 773\text{MPa}, \quad (43)$$

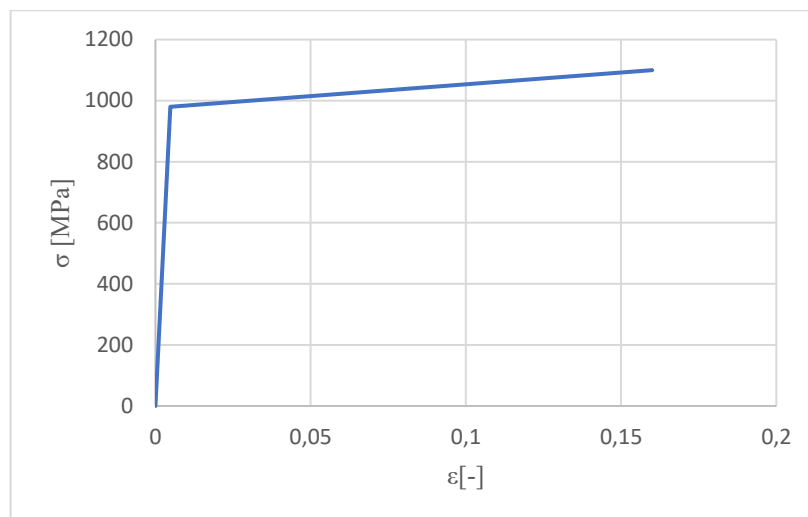
kde:

$Rm_{15142}$  – mez pevnosti materiálu 15 142.7,

$A_{15142}$  – tažnost materiálu 15 142.7.

Určení Hardening slope:

$$H_{15142} = \frac{E_{t15142}}{1 - \frac{E_{t15142}}{E_{15142}}} = \frac{773}{1 - \frac{773}{206\,000}} = 775,9\text{MPa}. \quad (44)$$



*Graf 2: Bilineární materiálový model pro ocel 15 142.7*

Analýzu byla znovu spočítána se stejnými okrajovými podmínkami. Maximální napětí kleslo na 980 MPa (Obr. 46), to znamená, že dojde k plastické deformaci, ale čep vydrží zatížení jedním cyklem. Maximální posunutí zůstalo stejné, tedy 0,36 mm. Plastická deformace se oproti původnímu návrhu snížila z 0,0386 na 0,001 (Obr. 48). Vzhledem k deformaci na mezi pevnosti, která je 0,15 se bude plastická deformace kumulovat výrazně pomaleji. Protože čep bude zatěžován cyklicky a napětí je velmi vysoké, je vhodné ještě zkontrolovat, po jakém počtu cyklů se projeví únava. Protože je v pravidlech napsáno, že všechny součásti musí být schopny přenést zatížení na pedál 2 000 N (viz kap. 1.2.1), ale reálná zatěžující síla je výrazně nižší, byla provedena analýza ještě pro přibližně 1,5násobek provozní síly. Provozní síla je na zadní brzdový válec 952,8 N a na přední brzdový válec 932,8 N. V analýze byla pro zjednodušení zatěžována každá plocha silou 1 500 N. Životnost pro maximální zatížení by měla být 50–100 cyklů, protože k takovému zatížení dochází pouze během technických přejímek na závodech. Pro provozní zatížení by na 1 rok měla být životnost aspoň 5 000 cyklů s tím, že čep bude po sezóně vyměněn.

V analýze pro 1,5násobek byly aplikovány stejné okrajové podmínky a síť jako v předchozích variantách, pouze byla zadána zatěžující síla 1 500 N.

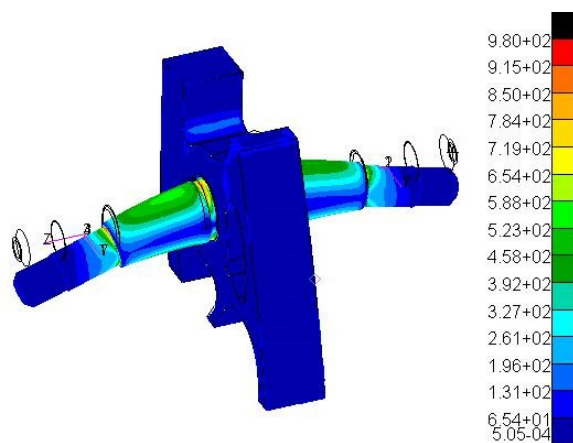
Maximální napětí v tomto případě vyšlo 589 MPa (Obr. 47). To znamená, že nedojde k plastické deformaci a napětí je pod mezí kluzu. Maximální posunutí je 0,19 mm.

Bezpečnost pro 1,5násobek provozního zatížení vůči mezi kluzu:

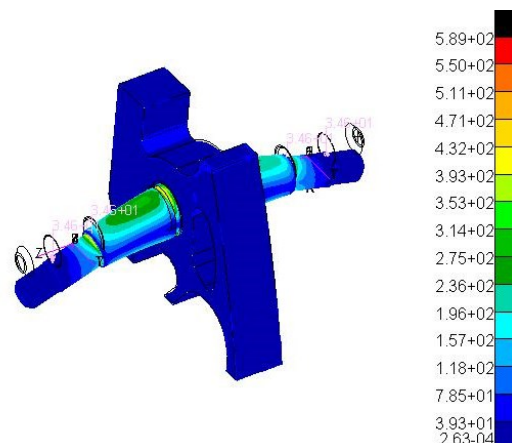
$$k_{\text{čv}1,5} = \frac{Re_{15142}}{\sigma_{a1,5}} = \frac{980}{589} = 1,66, \quad (45)$$

kde:

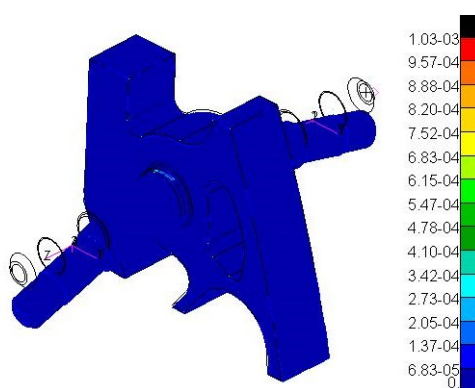
$\sigma_{a1,5}$  – redukované napětí pro 1,5násobek provozní síly v čepu brzdových válců.



Obr. 46: Redukované napětí v čepu brzdových válců pro maximální zatížení



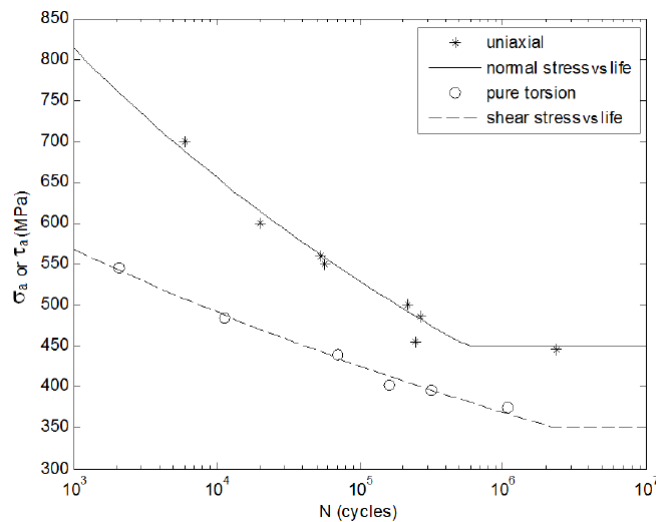
Obr. 47: Redukované napětí v čepu brzdových válců pro 1,5násobek provozního zatížení



Obr. 48: Plastická deformace na čepu brzdových válců pro maximální zatížení

Pro určení počtu cyklů se používá křivka závislosti počtu zátěžných cyklů na napětí vzniklá buď reálnými testy nebo pomocí přibližných výpočtů. Pro materiál 42CrMo4+QT, který je ekvivalentem 15 142.7 se podařilo najít výzkum, který se únavě tohoto materiálu věnoval. [11] V něm byla uvedena únavová křivka (Obr. 49) i s rovnicí pro výpočet počtu cyklů. Mez únavy pro ocel 15 142.7 je dle výzkumu 450 MPa, to znamená, že čep nemůže vydržet nekonečný počet cyklů a jeho životnost je omezena. Exponent únavové pevnosti je -0,0934 a koeficient únavové pevnosti 1 654 MPa.





Obr. 49: Únavová křivka materiálu 42CrMo4+QT (15 142.7) [11]

Rovnice pro životnost součásti má tvar [11]:

$$\sigma_a = \sigma_c \cdot (2 \cdot N)^b, \quad (46)$$

kde:

$\sigma_a$  – napětí v součásti,

$\sigma_c$  – koeficient únavové pevnosti,

$N$  – počet cyklů do porušení součásti,

$b$  – únavový exponent.

Životnost brzdového čepu pro zatížení maximální silou:

$$N_{max} = \frac{b \sqrt{\frac{\sigma_{amax}}{\sigma_c}}}{2} = \frac{-0,0934 \sqrt{\frac{980}{1\,654}}}{2} = 135,7 \Rightarrow 135 \text{ cyklů}, \quad (47)$$

kde:

$\sigma_{amax}$  – napětí v čepu brzdových válců při maximálním zatížení.

Životnost brzdového čepu při zatížení zvýšenou provozní silou:

$$N_{1,5} = \frac{b \sqrt{\frac{\sigma_{a1,5}}{\sigma_c}}}{2} = \frac{-0,0934 \sqrt{\frac{589}{1\,654}}}{2} = 135,7 \Rightarrow 31\,625 \text{ cyklů}. \quad (48)$$

kde:

$\sigma_{a1,5}$  – napětí v čepu brzdových válců při zatížení 1,5násobkem provozní síly.

Životnost součásti lze považovat u obou zátěžných stavů za vyhovující a čep by měl vydržet roční provoz formule. Výhodou je, že by vlivem únavy došlo nejdříve k poškození tohoto čepu, jehož stav lze jednoduše hlídat a v případě potřeby jej snadno vyměnitelný za nový kus.

V porovnání s přechozí verzí je čep bezpečnější a výrazně tužší, posunutí kleslo z 0,69 mm na 0,36 mm, což znamená téměř dvakrát vyšší tuhost. Hmotnost čepu zůstala 26 gramů, to se podařilo díky odvrtání materiálu okolo osy rotace čepu, která je v případě

ohybového namáhání zároveň neutrální osou, na které není žádné napětí. Rovněž byly zkráceny příliš dlouhé závity tak, aby na ně bylo možné bezpečně našroubovat samojistící matici a zbytek závitu zbytečně moc nepřechýlával.

### 3.5 Návrh nového plynového pedálu

Při návrhu nového plynového pedálu bylo vhodné zachovat přibližně stejný chod pedálu a možnost vyrobit pedál pomocí řezání vodním paprskem. Vedení plynového lanka bylo přesunuto na tělo pedálu. Pedál byl stejně jako u předchozí verze navržen z materiálu EN AW 7075 a vedení plynového lanka z plastu PA6.

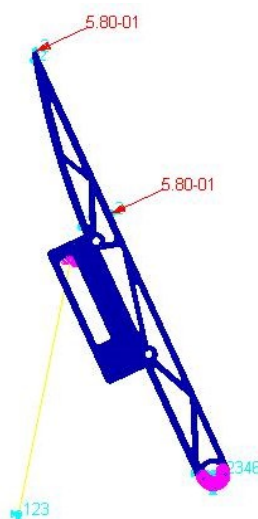
Tyče, které ovládají plynové lanko byly v analýze nahrazeny tyčí o průřezu 45 mm<sup>2</sup>. Tyč byla na volném konci zavazbena ve všech směrech, do otvoru pro čep na pedálu byla pomocí MPC zadána vazba ve všech směrech a dovolena byla pouze možnost otáčení okolo osy díry. Vedení plynového lanka bylo spojeno pomocí sítě s pedálem. Tyč byla pomocí MPC spojena s vedením plynového lanka v krajní poloze, kdy se lanko zastaví o doraz. Při tvorbě sítě byla nejprve vygenerována povrchová síť o velikosti 0,5 mm na boční ploše pedálu a vedení lanka. Síť byla poté vysunuta do celého objemu. Na nášlapnou plochu byl zadán tlak odpovídající síle 500 N. Plocha, na kterou dosedá nášlap má velikost 862 mm<sup>2</sup>.

Zatěžující tlak na plynový pedál:

$$p_6 = \frac{F}{S_6} = \frac{500}{862} = 0,58 \text{ MPa}, \quad (49)$$

kde:

$S_6$  – plocha, na kterou dosedá nášlap nového návrhu plynového pedálu.



Obr. 50: Okrajové podmínky a síť na novém návrhu pedálu



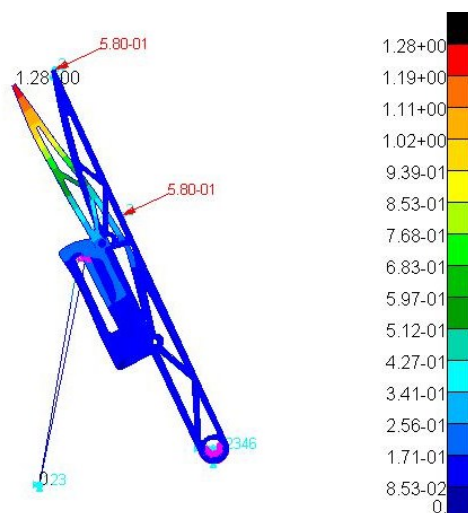
Maximální napětí v pedálu vyšlo 112 MPa (Obr. 52). Napětí je vzhledem k mezi kluzu (viz Tab. 2) v pořádku a pedál vyhovuje. Maximální posunutí je 1,28 mm (Obr. 51), ale to zahrnuje i vliv tyče.

Výsledná bezpečnost vůči mezi kluzu:

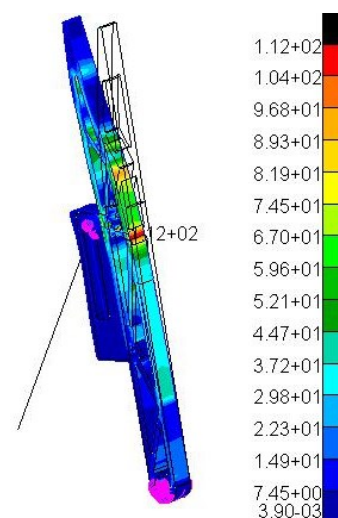
$$k_{PP6} = \frac{Re_{7075}}{\sigma_{redPP6}} = \frac{440}{112} = 3,92, \quad (50)$$

kde:

$\sigma_{redPP6}$  – maximální redukované napětí v novém návrhu plynového pedálu.



Obr. 51: Posunutí nového návrhu plynového pedálu



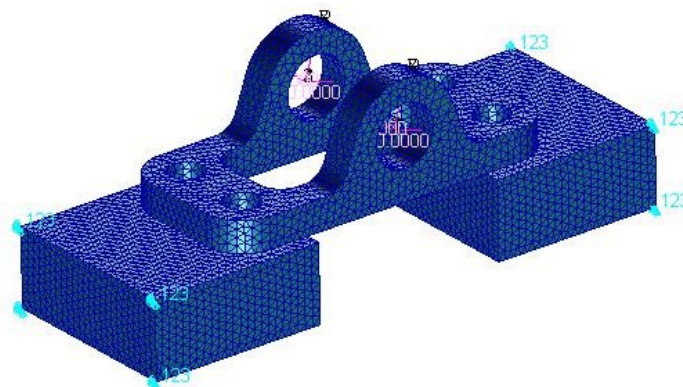
Obr. 52: Redukované napětí v novém návrhu plynového pedálu

Hmotnost plynového pedálu se podařilo snížit ze 102 gramů na pouhých 45 gramů, pedál je tudíž o více než polovinu lehčí oproti původnímu. Napětí se oproti loňské verzi výrazně zvýšilo, stále je ale pod mezí kluzu s vysokou bezpečností. Při dalším odlehčování začalo růst napětí ještě více, což by mohlo způsobit problém. Tenké části pedálu by mohly být rovněž problematické kvůli výrobě vodním paprskem. Zároveň by mohl pilot v nějaké kritické situaci začít zmatkovat a omylem zapůsobit na plynový pedál vyšší silou než 500 N. Kvůli kombinaci těchto faktorů je možné tvrdit, že pedál vyhovuje.

### 3.6 Nový návrh domku plynového pedálu

Starý domek nebyl kvůli změně na tento rok analyzován. Díky změně konstrukce plynu bylo možné konstruovat domek pouze jako držák plynu a nebylo třeba na něm řešit uchycení tyčí ovládajících plynové lanko. Díky tomu bylo možné minimalizovat rozměry celého domku.

Stejně jako u brzdového domku bylo uchycení k rámu nahrazeno hliníkovými deskami, které bylo na koncích vetknuto. Domek byl s deskami spojen pomocí ekvivalence sítě. Do obou otvorů pro plynový čep byla zadána síla 408 N, která byla určena z analýzy plynového pedálu, v příslušném směru pomocí ložiskového zatížení. Síť byla v domku i deskách vytvořena z tetragonálních elementů o velikosti 1 mm.



Obr. 53: Okrajové podmínky a síť na novém návrhu domku plynového pedálu

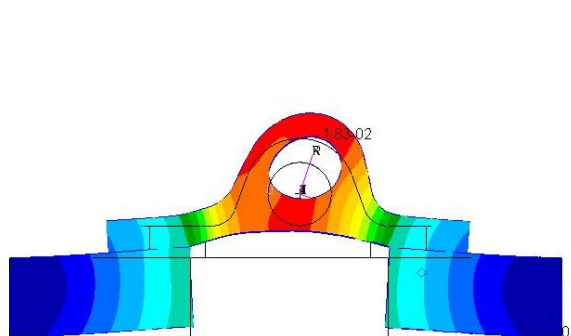
Maximální redukované napětí vyšlo 80 MPa (Obr. 55), napětí v okolí desek bylo vyloučeno, protože je ovlivněno okrajovou podmínkou, a proto okolo vznikla špička napětí. Napětí je vzhledem k mezi kluzu (viz Tab. 2) poměrně nízké a domek vyhovuje. Maximální posunutí je 0,018 mm (Obr. 54), což je nepatrná hodnota.

Bezpečnost vůči mezi kluzu:

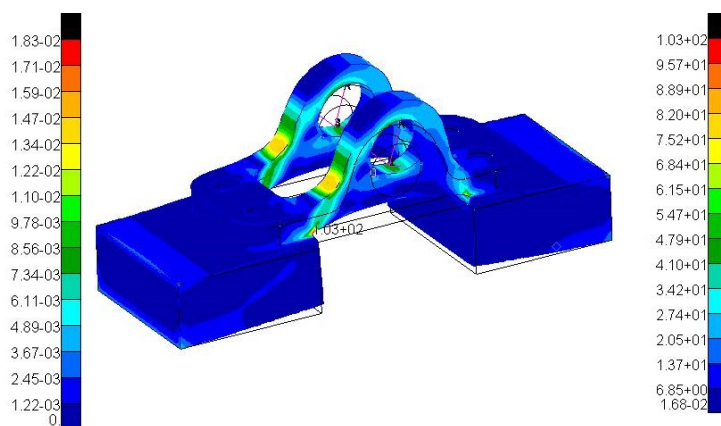
$$k_{PD6} = \frac{Re_{7075}}{\sigma_{redPD6}} = \frac{440}{80} = 5,5, \quad (51)$$

kde:

$\sigma_{redPD6}$  – maximální redukované napětí v domku plynového pedálu.



Obr. 54: Posunutí nového návrhu domku plynového pedálu



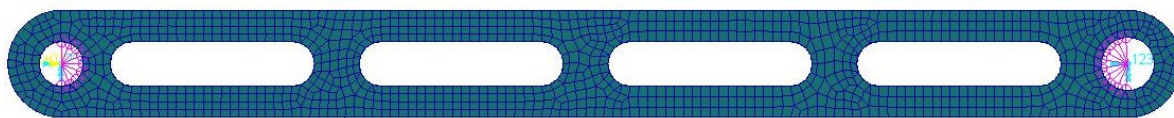
Obr. 55: Redukované napětí v domku plynového pedálu

Nový návrh plynového domku váží pouhých 7 gramů, předchozí model vážil 99 gramů, takže se podařilo ušetřit opravdu výrazné množství materiálu. Domek má i přes nízkou hmotnost vysokou bezpečnost vůči mezi kluzu, ale kvůli nízké hmotnosti nemá význam jej dále optimalizovat. Domek je poměrně snadno vyrobitelný frézováním, takže by jeho výroba měla být levná, což je další výhoda.

### 3.7 Návrh tyčí pro vedení plynového lanka

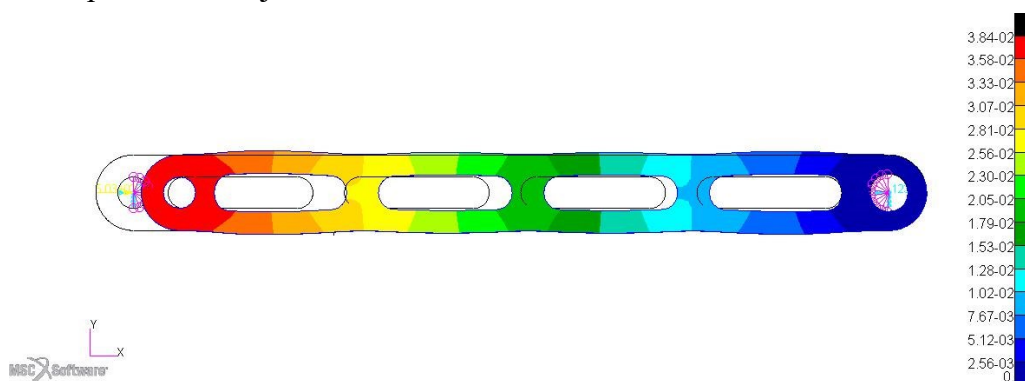
Oproti minulé verzi došlo u této součásti k prodloužení, kvůli posunutí úchytných bodů. Konstrukci byla zachována, stále se o pohyb lanka starají 2 tenké tyče z hliníkové slitiny EN AW 7075. Tyto díly byly v analýze plynového pedálu nahrazeny jedním tyčovým elementem, bylo proto snadné určit sílu, která působí v těchto tyčích. Celková síla je 1 007 N, tato síla byla rozdělena rovnoměrně na obě tyče, na každou tak působila síla 503,5 N.

V analýze byla vyšetřena pouze jedna tyč. Do otvorů pro čepy bylo vloženo MPC, v jednom otvoru bylo zabráněno posuvům a rotacím kromě rotace okolo osy díry, což by mělo odpovídat nasazení na čepu, do druhého otvoru byla zadána navíc ještě síla 503,5 N v ose tyče. Síť byla vytvořena nejprve na boční ploše. byla zvolena velikost elementu 1 mm, tato síť byla následně vysunuta do celého objemu součásti. Vzhledem k malému průřezu a momentům setrvačnosti k oběma osám bude nezbytné určit i bezpečnost vůči ztrátě stability tvaru.

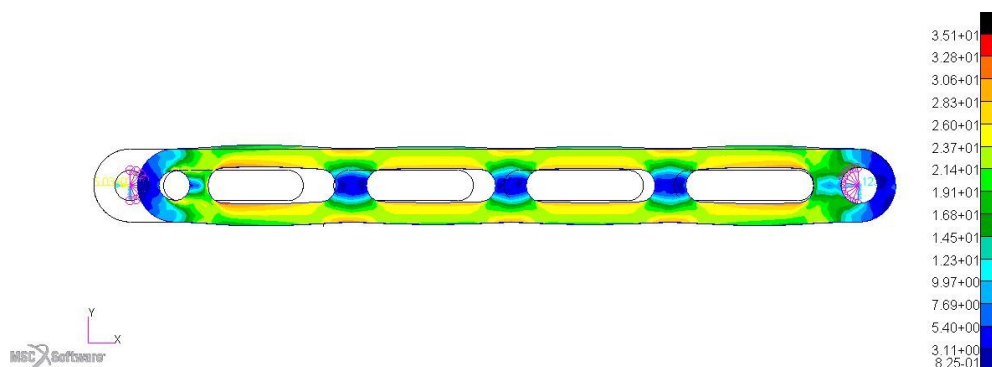


Obr. 56: Okrajové podmínky a síť na tyčích pro ovládání plynového lanka

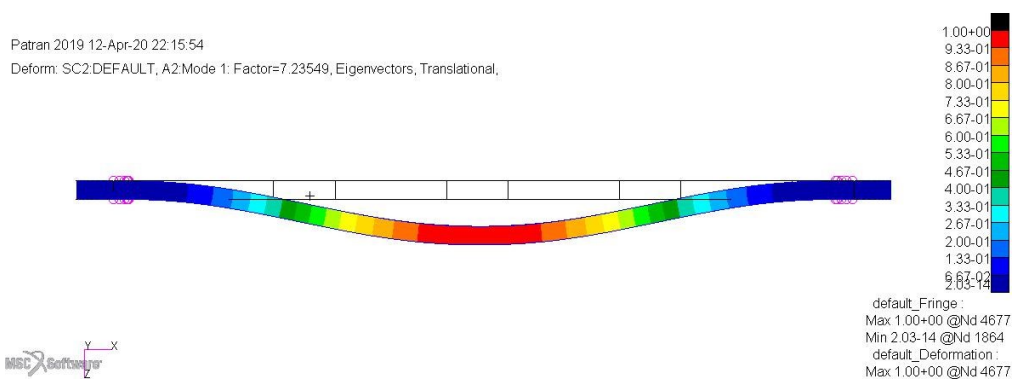
Maximální redukované napětí vyšlo 35,1 MPa (Obr. 58), což je vzhledem k mezi kluzu malá hodnota a posunutí 0,04 mm (Obr. 57). Po vyšetření součásti statickým zatížením byla přepnuta analýza na ztrátu vzpěrné stability (buckling) a bylo zjištěno, že bezpečnost vůči tomuto stavu je minimálně 7,23 (Obr. 59). Tato hodnota je dostatečná a ke ztrátě stability při běžném provozu nedojde.



Obr. 57: Posunutí ovládání plynového lanka



Obr. 58: Redukované napětí v ovládání plynového lanka



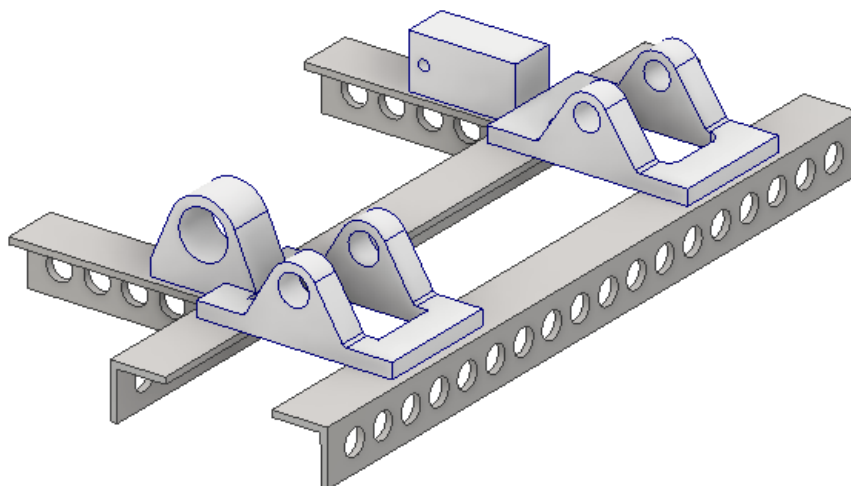
Obr. 59: 1. tvar ztráty stability tvaru ovládání plynového lanka

## 4 Pevnostní kontrola a optimalizace uchycení pedálů k rámu

### 4.1 Kontrola varianty uchycení pedálů z vozu Vector 05

U předchozích verzí byly pro uchycení pedálů k rámu použity ocelové L-profilů a T-profilů z materiálu 11 423, které byly přivařeny k rámu. Na profilech byly přišroubovány domky brzdy a plynu. V profilech byly pro odlehčení vyvrtány otvory o průměru 13 mm, přesto byla hmotnost této konstrukce 806 gramů. Na tyto profily nebyla provedena žádná analýza, která by dokazovala, že je tato součást bezpečná pro provoz a zda není zbytečně předimenzovaná, proto je třeba konstrukci zkontrolovat, a popřípadě navrhnout zlepšení.

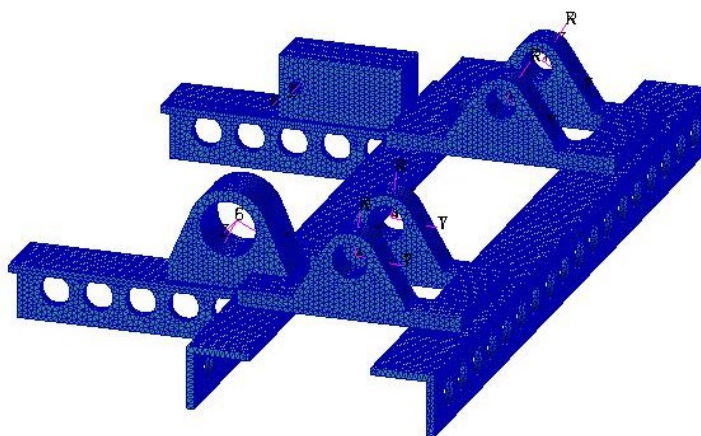
Uchycení bylo analyzováno společně s domky plynu a brzdy, do kterých bylo zadáno zatížení a pomocí sítě byly spojeny s ocelovými profily. Domky byly zjednodušeny pro snadnější síťování (Obr. 60).



*Obr. 60: Uchycení pedálů k rámu vozu Vector 05*

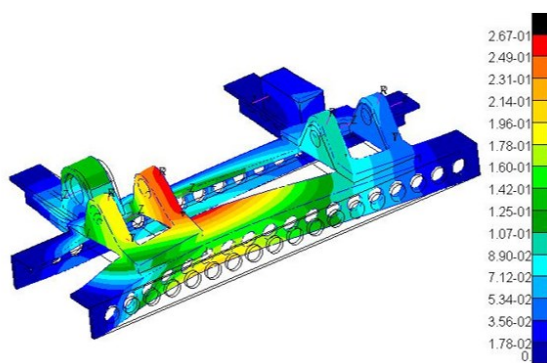
Konce profilů, které jsou přivařeny k rámu byly vetknuty. Do domků brzdy a plynu byly pomocí ložiskového zatížení aplikovány síly, které byly určeny z analýz plynového a brzdového pedálu. Do otvoru na brzdovém domku pro balance bar byla zadána síla 5 768 N, do každého otvoru pro čep brzdy byla zadána síla 2 605 N. Do malého otvoru na plynovém domku, který je v krajní poloze plynového lanka byla zadána síla 1 207 N a do každého otvoru pro čep plynu síla 384 N. Toto je kombinace zatížení pro maximální sílu působící na brzdu dle pravidel a provozní síly na plynový pedál. K tomuto zatížení by během provozu nemělo dojít, ale tato kombinace představuje maximální možné zatížení sestavy. Součásti byly síťovány tetragonálními elementy o velikosti 1,5 mm (Obr. 61). V místech, kde se domky dotýkají profilů byla pomocí ekvivalence síť sloučena.



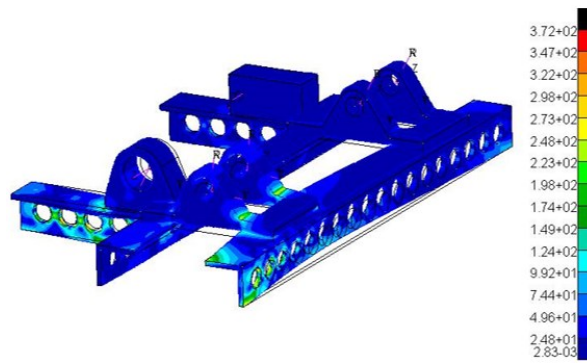


*Obr. 61: Okrajové podmínky a síť na uchycení pedálů k rámu*

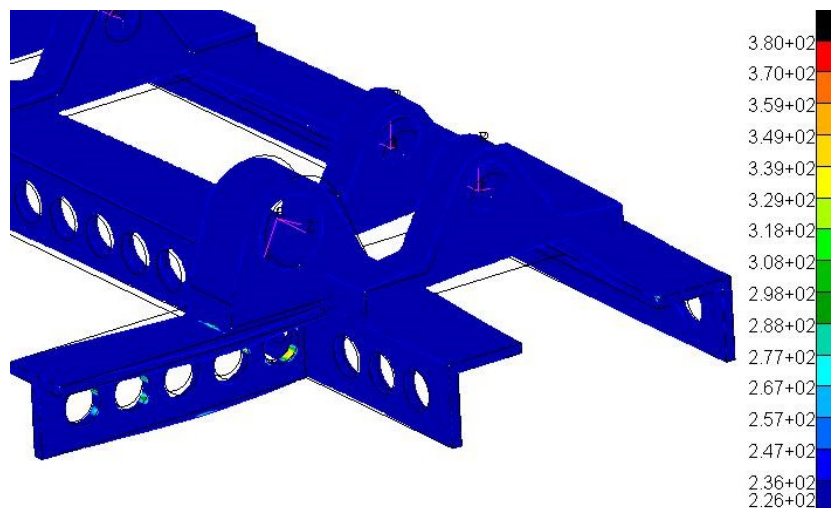
Maximální redukované napětí vyšlo 372 MPa (Obr. 63) a největší posunutí 0,27 mm (Obr. 62). Toto napětí je vyšší než mez kluzu, která je 226 MPa (viz Tab. 2). V případě, že by byl požadován přesnější výsledek, bylo by nutné do výpočtu nastavit bilineární materiálový model, díky kterému by se napětí snížilo na reálné hodnoty. Vzhledem k tomu, že se jedná o velmi důležitý díl, který je navíc obtížné v případě poruchy opravit lze konstatovat, že uchycení v tomto stavu nevyhovuje. Po vykreslení napětí, které je vyšší než mez kluzu (Obr. 64) je zřejmé, že k překročení meze kluzu dochází pouze v okolí děr blízko brzdového domku, možným řešením by tedy bylo odstranit otvory. Tím by sice pravděpodobně došlo ke snížení napětí, ale vzrostla by hmotnost, což by bylo nežádoucí.



*Obr. 62: Posunutí uchycení pedálů vozu Vector 05*



*Obr. 63: Redukované napětí v uchycení pedálů vozu Vector 05*



*Obr. 64: Místa s redukováným napětím vyšším než mez kluzu oceli 11 423*

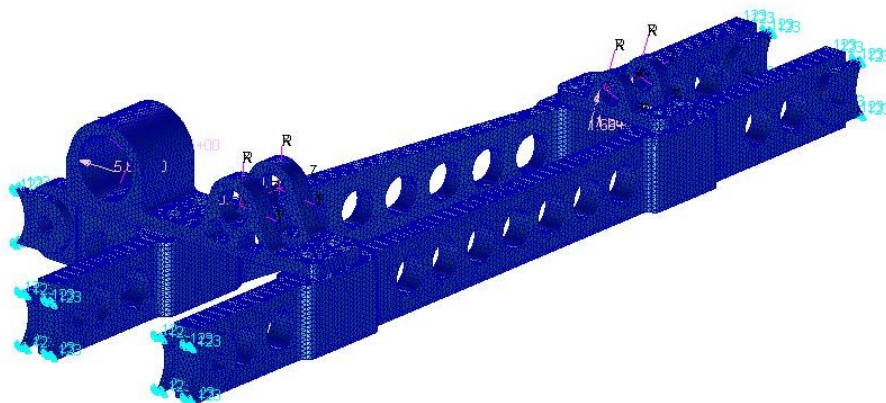
## 4.2 Nový konstrukční návrh uchycení pedálů

V novém konstrukčním návrhu bylo nutné zachovat polohu brzdového a plynového pedálu, aby si piloti nemuseli zvykat na nové pozice. Konstrukce by měla být snadno výrobitelná a nejlépe lehčí a bezpečnější než stará verze. Proto byl změněn materiál z oceli 11 423 na hliníkovou slitinu EN AW 7075, která má vyšší mez kluzu a nižší hustotu. Nevýhodou je nemožnost přivaření k ocelovému rámu, to bude vyřešeno ocelovými držáky, na kterých bude celá konstrukce přišroubována. Konstrukce je poměrně jednoduše výrobitelná pomocí vodního paprsku, odlehčovací otvory a otvory pro šrouby budou poté odvrtány ručně.



*Obr. 65: Nový návrh uchycení pedálů k rámu*

Ocelové držáky byly na plochách, které jsou přivařeny k rámu vetknuty. Na hliníkové profily byly připojeny domky brzdy a plynu, do kterých byly zadány síly, které byly určeny z analýz brzdového a plynového pedálu. Do otvoru na brzdovém domku pro balance bar byla zadána síla 5 768 N a do otvorů pro čepy 2 605 N. Do obou otvorů pro čep plynu na plynovém domku byla zadána síla 408 N, tato síla se kvůli změně sestavy plynu změnila oproti předchozí variantě. Všechny síly byly aplikovány pomocí ložiskového zatížení. Síť byla vytvořena z tetragonálních elementů o velikosti 1,5 mm. Pomocí ekvivalence sítě byly spojeny hliníkové profily s domky plynu a brzdy a ocelovými držáky.



Obr. 66: Okrajové podmínky a síť na novém návrhu uchycení pedálů

Maximální redukované napětí v hliníkových profilech vyšlo 105 MPa (Obr. 68), v okolí okrajové podmínky vetknutí na ocelových držácích vyšlo napětí vyšší, ale je ovlivněno okrajovou podmínkou, proto bylo vyloučeno, vyšší napětí vyšlo rovněž v brzdovém domku, jehož analýza je v kapitole 3.3. Největší posunutí je 0,4 mm (Obr. 67).

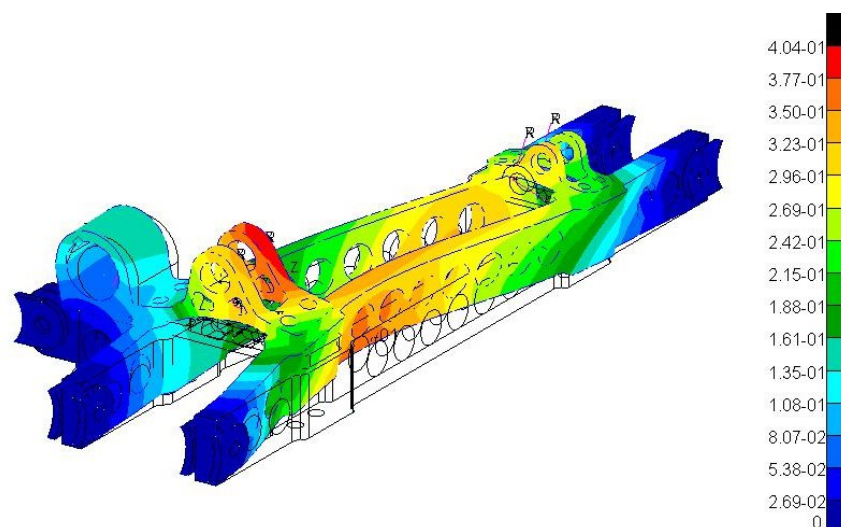
Bezpečnost vůči mezi kluzu:

$$k_{UP6} = \frac{Re_{7075}}{\sigma_{redUP6}} = \frac{440}{105} = 4,2, \quad (52)$$

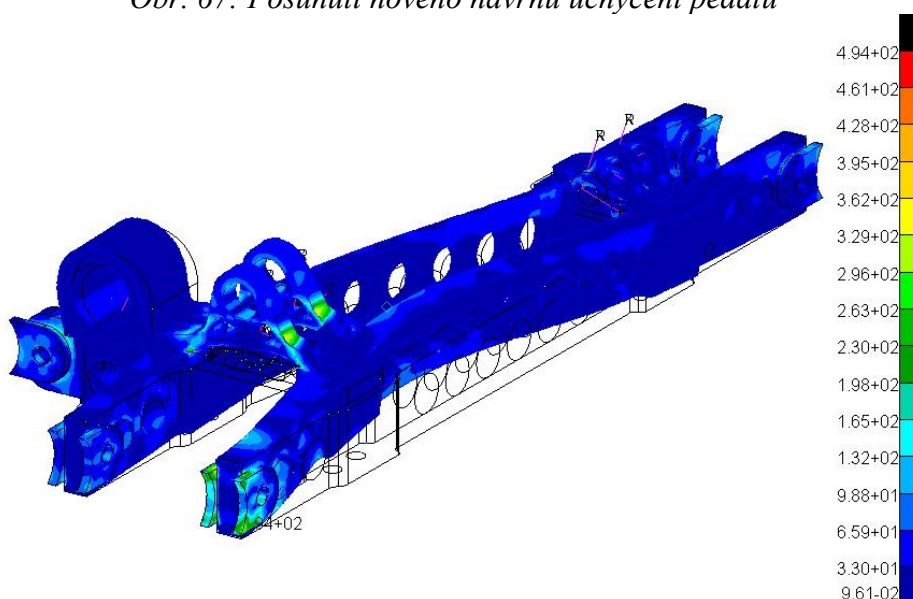
kde:

$\sigma_{redUP6}$  – maximální redukované napětí v novém návrhu uchycení pedálů.





Obr. 67: Posunutí nového návrhu uchycení pedálů



Obr. 68: Redukované napětí v novém návrhu uchycení pedálů

Hmotnost nové varianty je 463 gramů, předchozí varianta vážila 806 gramů, což znamená značnou úsporu hmotnosti. Napětí v ložiskové variantě překračovalo mez kluzu oceli 11 423, proto by nebylo bezpečné zatěžovat pedály maximálním zatížením podle pravidel. Po změně konstrukce a materiálu se podařilo zvýšit bezpečnost vůči mezi kluzu na hodnotu 4,2. Tato bezpečnost je stále dost vysoká, ale při dalším odlehčování docházelo ke zvyšování napětí nebo se zhoršovala vyrobitelnost. Kvůli ručnímu vrtání děr je možný vznik nepřesností, což by mohlo způsobit zvýšení napětí. Zároveň se jedná o díl, který je z celé pedálové skupiny nejnáročnější na opravu a výměnu, protože by bylo nutné demontovat veškeré díly sestavy. Z těchto důvodů lze považovat uchycení za vyhovující.

## 5 Porovnání variant pedálové skupiny

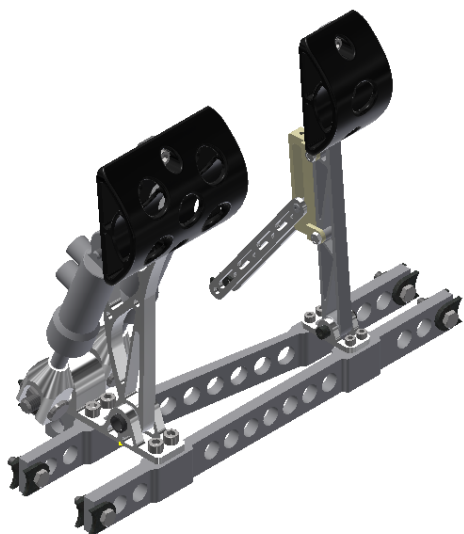
Varianty jsou porovnány na základě hmotnosti jednotlivých dílů a bezpečnosti vůči mezi kluzu (Tab. 4), v případě brzdového pedálu je porovnána varianta z Vectoru 04, který byl použit i na Vectoru 05 s novým návrhem. U čepu brzdových válců, kde napětí v obou případech překročilo mez kluzu je uvedeno pouze porovnání hmotností a životnost nového návrhu čepu pro provozní i maximální zatížení. U plynového domku nebyla provedena analýza verze Vectoru 05, z důvodu změny konstrukce sestavy, proto zde není uvedena bezpečnost.

Tab. 4: Porovnání variant

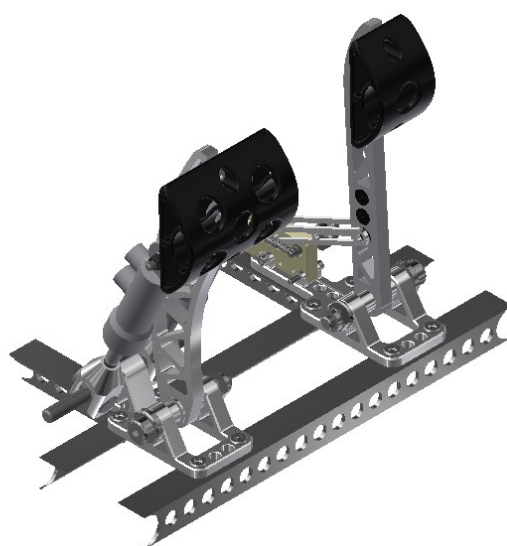
Součást	Hmotnost verze z Vectoru 05 [kg]	Hmotnost nové verze [kg]	Bezpečnost verze z Vectoru 05 [-]	Bezpečnost nové verze [-]
Brzdový pedál	0,09	0,122	1,42	1,69
Brzdový domek	0,12	0,056	2,95	1,46
Čep brzd. válců	0,026	0,026	-	135/31 625*
Balance bar	0,083	0,068	1,3	1,3
Plynový pedál	0,102	0,045	6,6	3,92
Plynový domek	0,099	0,007	-	5,5
Uchycení pedálů k rámu	0,806	0,463	<1	4,2

\*uvedena životnost v počtech zatěžujících cyklů pro maximální zatížení/provozní zatížení

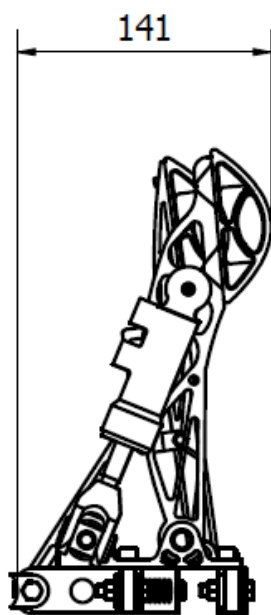
Hmotnost celé pedálové skupiny vozu Vector 05 včetně spojovacích součástí je 2,24 kg. Hmotnost nového návrhu pedálové skupiny je 1,24 kg, to znamená, že hmotnostní rozdíl variant je 1 kg. Všechny navržené součásti brzdy jsou schopné přenést zatížení 2 000 N. Po umístění šablony 95. percentilového (obr. 73) muže je jasné, že pedály jsou v dostatečné vzdálenosti od sedačky a splňují pravidla, viz kap. 1.2.3.



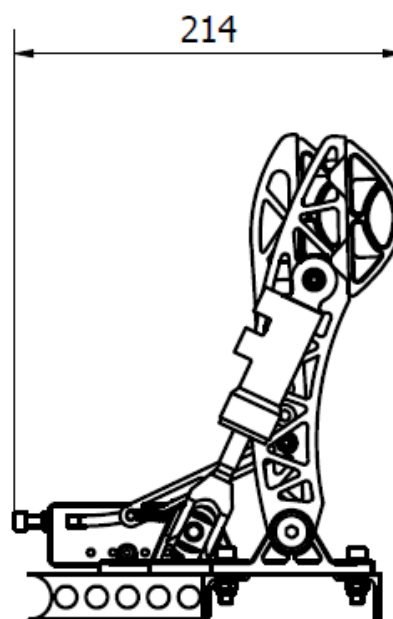
Obr. 69: Nový návrh pedálové skupiny



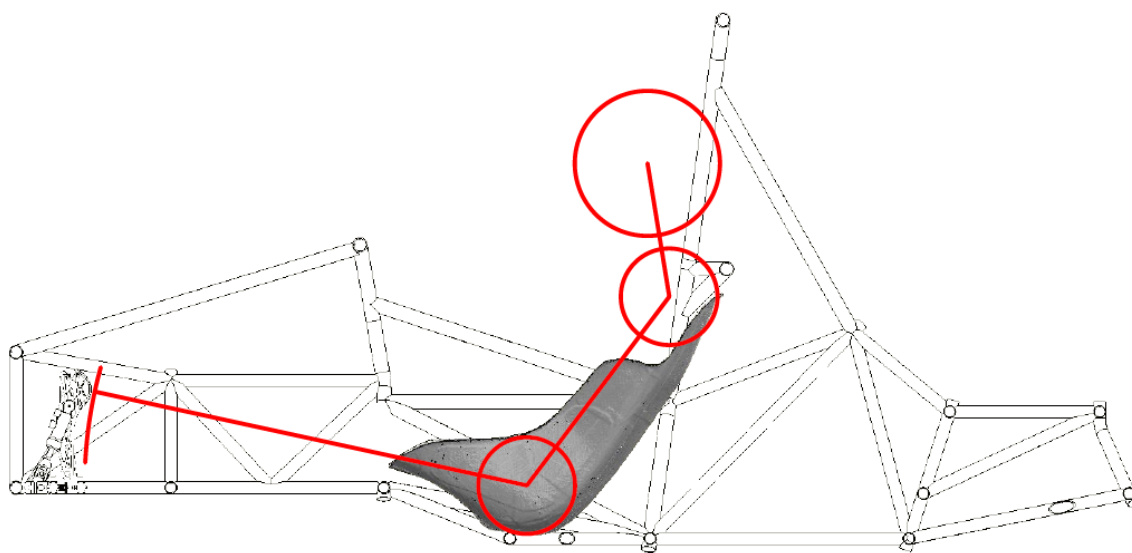
Obr. 70: Pedálová skupina vozu Vector 05



Obr. 71: Zástavbové rozměry nového návrhu pedálové skupiny



Obr. 72: Zástavbové rozměry pedálové skupiny vozu Vector 05



Obr. 73: Umístění šablony 95. percentilového muže do kokpitu vozu

## 6 Závěr

Pedály jsou pro provoz silničních vozidel nezbytnou součástí. V soutěži Formula Student, kde dochází k častému prudkému brzdění a akceleraci je nezbytné, aby pedály bezchybně fungovaly a pilot v ně měl důvěru, stejně jako v ostatní části vozidla.

Při vypracování bylo nejprve nutné seznámit se s pravidly pro pedálovou skupinu (viz kap. 1.2.1) a typy uložení pedálů, aby bylo později možné zkontrolovat stávající variantu pedálové skupiny a navrhnout novou. Pro kontrolu sestavy brzdového pedálu byla určena ovládací síla na brzdový pedál při běžném provozu vozidla. Protože spočítaná ovládací síla byla nižší než síla, kterou udávají pravidla, pro analýzy byla použita síla z pravidel.

Postupně byly zkontrolovány díly pedálové skupiny vozu Vector 05 a na základě výsledků bylo rozhodnuto, které součásti je třeba upravit. Z hlediska pevnosti byla nutná úprava pouze u čepu brzdových válců a uchycení pedálů k rámu. Kvůli snížení hmotnosti, případně zmenšení zástavbových rozměrů byly provedeny konstrukční úpravy brzdového a plynového pedálu, domku plynu a brzdy a balance baru, u něhož byla pouze upravena délka závitových částí tak, aby bylo možné plné nastavení rozdělení brzdného účinku, a zároveň v krajních polohách nezůstávala příliš velká nevyužitá délka závitu.

Při nových návrzích součástí brzdy byly zachovány polohy jednotlivých součástí, aby nedošlo ke změně ovládací síly na pedál. Všechny součásti sestavy brzdy jsou schopny přenést zatížení dané pravidly. Nejslabší součástí je čep brzdových válců, kde napětí přesáhlo mez kluzu, ale použitím bilineárního modelu materiálu bylo zjištěno, že je mez kluzu překročena jen minimálně. Čep je nejslabší součástí sestavy brzdy a je schopen přenést maximálně 135 zátěžných cyklů při působící síle dané pravidly, pokud by byl zatěžován jen provozní silou, pak je jeho životnost 31 625 cyklů. Napětí u ostatních součástí mez kluzu nepřekračuje a jejich bezpečnost je vždy vyšší než 1.

V novém návrhu plynového pedálu bylo přesunuto vedení plynového lanka na tělo pedálu kvůli zmenšení zástavbových rozměrů. Ty se podařilo zmenšit z 214 mm na 141 mm, což umožní konstrukci kratšího rámu vozu.

Celkově se hmotnost pedálů snížila z 2,24 kg na 1,24 kg, takže se podařilo splnit cíl a snížit hmotnost o více než třetinu původní hmotnosti. Pokud nebude potřeba změnit konstrukci v dalších letech, není nezbytně nutné optimalizovat pedálovou skupinu. Součásti jsou použitelné i pro případnou konstrukci rámu vozu z uhlíkových vláken, tzv. monokok, kde bude potřeba místo uchycení k rámu navrhnout vložky, které přenesou zatížení do rámu.

## 7 Seznam použité literatury

[1] Formula Student. [online]. Copyright © [cit. 21.03.2020]. Dostupné z:

<https://www.global-formula-racing.com/en/formula-student>

[2] Pravidla Formula Student Germany[online]. Copyright © [cit. 21.03.2020]. Dostupné

z: [https://www.formulastudent.de/fileadmin/user\\_upload/all/2020/rules/FS-](https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf)

[Rules\\_2020\\_V1.0.pdf](https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf)

[3] Facebook Formula TU Ostrava [online]. Dostupné z:

<https://www.facebook.com/formulaostrava/photos/a.701678866617834/2284206718365033/?type=3&theater>

[4] Pedálový box OBP V2 závěsný s 2 pedály (válec vzadu) | race-shop.cz. Sportovní a

tuningové náhradní díly pro Vaše vozidlo. [online]. Dostupné z: [https://race-](https://race-shop.cz/zavesne-pedalove-boxy/55008-pedalovy-box-obp-v2-zavesny-s-2-pedaly-valec-vzadu.html)

[shop.cz/zavesne-pedalove-boxy/55008-pedalovy-box-obp-v2-zavesny-s-2-pedaly-valec-vzadu.html](https://race-shop.cz/zavesne-pedalove-boxy/55008-pedalovy-box-obp-v2-zavesny-s-2-pedaly-valec-vzadu.html)

[5] Pedálový box TILTON 600 podlahový s 3 pedály (válec vpředu) | race-shop.cz.

Sportovní a tuningové náhradní díly pro Vaše vozidlo. [online]. Dostupné z: [https://race-](https://race-shop.cz/podlahove-pedalove-boxy/67261-pedalovy-box-tilton-600-podlahovy-s-3-pedaly-valec-vpredu.html)

[shop.cz/podlahove-pedalove-boxy/67261-pedalovy-box-tilton-600-podlahovy-s-3-pedaly-valec-vpredu.html](https://race-shop.cz/podlahove-pedalove-boxy/67261-pedalovy-box-tilton-600-podlahovy-s-3-pedaly-valec-vpredu.html)

[6] BRAKE PADS: HOW TO CHOOSE THE RIGHT ONE FOR MOTORCYCLE,

SCOOTER AND OFF-ROAD| Brembo - Official Website. [online]. Dostupné z:

<https://www.brembo.com/en/company/news/brembo-guide-to-the-right-pad>

[7] Mechanické vlastnosti ocelí | T-PROM s.r.o.. Hutní materiál - Pardubice, Chrudim | T-

PROM s.r.o. [online]. Copyright © Copyright 2009 [cit. 03.04.2020]. Dostupné

z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>

[8] ALFUN - hliník. ALFUN - Home [online]. Dostupné z: <http://www.alfun.cz/hlinik>

[9] Polyamide - Nylon 6 - online catalogue source - supplier of research materials in small quantities - Goodfellow. Supplier of materials for research and development -

Goodfellow [online]. Copyright © Goodfellow 2008 [cit. 11.04.2020]. Dostupné

z: <http://www.goodfellow.com/E/Polyamide-Nylon-6.html>

[10] Object moved. Online Materials Information Resource - MatWeb [online]. Dostupné

z: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=8d78f3cfcb6f49d595896ce6ce6a2ef1&ckck=1>

- [11] Freitas, Manuel & Reis, Luis & Meggiolaro, Marco & Castro, Jaime. (2016). Stress Scale Factor and Critical Plane Models under Multiaxial Proportional Loading Histories. Engineering Fracture Mechanics. 10.1016/j.engfracmech.2016.12.016.
- [12] 4 main nonlinear material models - NX Nastran version | Enterfea. Enterfea | Engineers with passion [online]. Dostupné z: <https://enterfea.com/4-main-nonlinear-material-models-nx-nastran-version/>
- [13] SEDLÁK, Josef. *Fenomén cyklického tečení a jeho predikce pomocí MKP*. Ostrava, 2017. Disertační práce. VŠB-TU Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky.
- [14] Radim Halama, Josef Sedlák and Michal Šofer (March 23rd 2012). Phenomenological Modelling of Cyclic Plasticity, Numerical Modelling, Peep Miidla, IntechOpen, DOI: 10.5772/35902. Available from: <https://www.intechopen.com/books/numerical-modelling/phenomenological-modelling-of-cyclic-plasticity>